

DISEÑO Y ADAPTACIÓN DE UNA BALANZA COMO INSTRUMENTO DE PRECISIÓN PARA UN TÚNEL DE VIENTO

Trabajo de Final de Grado
Grado en Ingeniería Aeroespacial

Autor:
Francisco Vidal Diego

Tutor:
Andrés Omar Tiseira Izaguirre

Co-Tutor:
Enrique Nadal Soriano

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
Departamento de Máquinas y Motores Térmicos
Universidad Politécnica de Valencia
Junio 2019



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, me gustaría agradecer a mis padres y mi hermana por el apoyo incondicional que me han brindado. A María, a Francís, a Álex y a Fer, porque ellos saben mejor que nadie lo duro que ha sido llegar hasta aquí y han decidido compartir conmigo este camino.

También me gustaría dar las gracias a Don Santiago Pons, director del Colegio Mayor San Juan de Ribera, porque ha sido capaz de guiarme y apoyarme todos estos años.

Por último, me gustaría mencionar a todos los profesores y compañeros que he tenido, en especial a Andrés Tiseira y a Enrique Nadal, mis tutores; y a Marcos Carreres, porque siempre ha estado dispuesto a ayudar.

RESUMEN

En el presente documento se introduce el ‘Diseño y Adaptación de una balanza como instrumento de precisión para un túnel de viento’. Tras una breve explicación sobre los túneles de viento existentes y los diferentes tipos de balanzas, se analiza el equipamiento actual de la UPV y se procede a diseñar un fusible que evite la rotura de la balanza. Se parte del prediseño de un sistema de anclaje y posicionamiento ya existente y se diseñan una serie de bocetos. Tras analizar las limitaciones espaciales y las especificaciones de la balanza, se escoge uno de ellos y se realiza un análisis estructural mediante elementos finitos para comprobar si el diseño cumple su función. A continuación, se realiza una optimización del diseño inicial para conseguir que el fusible sea más resistente a las diferentes cargas que se aplican y que se comporte de la misma forma sea cual sea la dirección de aplicación de las Fuerzas y Momentos que actúan sobre el modelo, y siga cumpliendo su función. Por último, se presentan una serie de conclusiones y se abre una vía para futuros trabajos que sigan la misma tendencia que este proyecto.

Palabras clave: túnel de viento, balanza, fusible, análisis estructural, elementos finitos, optimización, ANSYS Workbench.

RESUM

En el present document s'introdueix el 'Disseny i Adaptació d'una balança com a instrument de precisió per a un túnel de vent'. Després d'una breu explicació sobre els túnels de vent existents i els diferents tipus de balances, s'analitza l'equipament actual de la UPV i es procedeix a dissenyar un fusible que evite el trencament de la balança. Es parteix del pre-disseny d'un sistema d'ancoratge i posicionament ja existent i es dissenyen una sèrie d'esbossos. Després d'analitzar les limitacions espacials i les especificacions de la balança, s'escull un d'ells i es realitza una anàlisi estructural mitjançant elements finits per comprovar si el disseny compleix la seua funció. A continuació, es realitza una optimització del disseny inicial per aconseguir que el fusible siga més resistent a les diferents càrregues que s'apliquen i que es comporte de la mateixa manera siga quina siga la direcció d'aplicació de les Forces i Moments que actuen sobre el model, i seguisca complint la seua funció. Finalment, es presenten una sèrie de conclusions i s'obri una via per a futurs treballs que seguisquen la mateixa tendència que aquest projecte.

Paraules clau: túnel de vent, balança, fusible, anàlisi estructural, elements finits, optimització, ANSYS Workbench.

ABSTRACT

This document introduces the ‘Design and Adaptation of a balance as a precision instrument for a wind tunnel’. After a brief explanation of the existing wind tunnels and the different types of scales, the current equipment of the UPV is analysed and a fuse is designed to prevent the balance from breaking. It starts from the pre-design of an existing fastening and positioning system and a series of sketches are designed. After analysing the spatial limitations and the specifications of the balance, one of the sketches is chosen and a structural analysis is carried out using finite elements method to check if the design fulfils its function. After that, an optimization of the initial design is carried out to ensure that the fuse is more resistant to the different loads that are applied and that it behaves in the same way regardless of the direction of application of the Forces and Moments acting on the model, and continue to fulfil its function. Finally, a series of conclusions are presented, and a path is opened for future work that follows the same trend as this project.

Key words: wind tunnel, balance, fuse, structural analysis, finite elements, optimization, ANSYS Workbench.

ÍNDICE GENERAL

NOMENCLATURA.....	17
MEMORIA TÉCNICA	19
1.- INTRODUCCIÓN	21
1.1.- MOTIVACIÓN.....	21
1.2.- ANTECEDENTE.....	22
1.3.- SITUACIÓN DEL ANTECEDENTE	22
1.4.- CASO DE ESTUDIO Y OBJETIVOS.....	23
2.- MARCO TEÓRICO	26
2.1.- MEDIDA DE FUERZAS Y MOMENTOS EN UN TÚNEL DE VIENTO	26
2.1.1.- TÚNELES DE VIENTO. TIPOS Y CARACTERÍSTICAS	27
2.1.2.- BALANZAS EN TÚNELES. TIPOS Y CARACTERÍSTICAS	30
2.2.- TÚNEL Y BALANZA ACTUALES	34
3.- PROPUESTA DE BALANZA DE PRECISIÓN.....	37
3.1.- ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	37
3.2.- SENSIBILIDAD	38
3.3.- PROTOTIPO DEL CONJUNTO BALANZA + SOPORTE.....	38
3.4.- RESTRICCIONES/LIMITACIONES ESPACIALES	40
4.- ESTUDIO DEL FUSIBLE.....	42
4.1.- DISEÑOS PREVIOS	42
4.2.- PROCESO DE DISEÑO	45
4.2.1.- FEM – ANSYS WORKBENCH	45
4.3.- SOLUCIÓN INICIAL OBTENIDA	55
5.- OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO	63
5.1.- DISEÑO DE EXPERIMENTOS (DOE).....	65
5.1.1.- PRESENTACIÓN DE LAS VARIABLES.....	65
5.1.2.- CONFIGURACIÓN DEL DISEÑO DE EXPERIMENTOS (DOE).....	66
5.1.3.- FUNCIÓN OBJETIVO	67

5.2.- PRESENTACIÓN DE RESULTADOS	69
5.3.- LIMITACIONES	77
6.- CONCLUSIONES.....	78
7.- TRABAJOS FUTUROS	79
ANEXOS.....	81
ANEXO I: BIBLIOGRAFÍA	82
ANEXO II: PLIEGO DE CONDICIONES.....	83
II.I.- CONDICIONES DE TRABAJO	83
II.II.- CONDICIONES DE LOS EQUIPOS INFORMÁTICOS.....	83
ANEXO III: PRESUPUESTO	85
III.I.- DISEÑO DEL SISTEMA DE ANCLAJE Y POSICIONAMIENTO DE LA BALANZA DE 6 EJES.....	85
III.II.- DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL FUSIBLE	87
III.III.- ELABORACIÓN DE DOCUMENTOS.....	88
III.IV.- PRESUPUESTO GLOBAL	89
ANEXO IV: PLANOS	90
IV.I.- SOLUCIÓN INICIAL	90
IV.II.- SOLUCIÓN OPTIMIZADA	91
IV.III.- FICHA TÉCNICA BALANZA	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Célula de carga de la Balanza 6A154 (6-axis Load Cell). [5]	23
Figura 2. Sistema de anclaje y posicionamiento automático para la balanza 6A154.....	24
Figura 3. Esquema comparativo entre túnel abierto y túnel cerrado.	28
Figura 4. Esquema con los componentes principales de un túnel de viento cerrado.	29
Figura 5. Planos de una balanza interna instalada en el soporte.	30
Figura 6. Esquema que representa una Balanza de Plataforma.	32
Figura 7. Esquema que representa una Balanza de Yugo.	32
Figura 8. Esquema que representa una Balanza Piramidal.	33
Figura 9. Esquema que representa una Balanza de Alambre.	34
Figura 10. Túnel de viento subsónico cerrado.	35
Figura 11. Esquema de la balanza extensiométrica KineOptics WTB 2.0.	35
Figura 12. Celda de carga unitaria para medir sobre un eje de coordenadas.	36
Figura 13. Ensamblaje final del prototipo del conjunto balanza + soporte.	39
Figura 14. Conjunto de la balanza + plato + sistema de posicionamiento (se excluyen los soportes).	40
Figura 15. Pieza sobre la cual se insertará el fusible.	41
Figura 16. Primer boceto del fusible.	42
Figura 17. Segundo boceto del fusible.	43
Figura 18. Tercer boceto del fusible.	44
Figura 19. Boceto del diseño definitivo del fusible.	44
Figura 20. Interfaz de uso de ANSYS Workbench.	46
Figura 21. Puntos y línea de la geometría del fusible.	47
Figura 22. Geometría del fusible para estudio.	48
Figura 23. Malla completa del fusible.	49
Figura 24. Detalle de malla de zona interna (en amarillo).	49
Figura 25. Condiciones de contorno (Morado: Fixed Support, Rojo: Fuerza 50N).....	50
Figura 26. Estados tensionales de la geometría inicial para los casos de estudio Fx y Fy.	52
Figura 27. Estados tensionales de la geometría inicial para los casos de estudio Mx y My.	53
Figura 28. Estado tensional de la geometría inicial para el caso de estudio Mz.	53
Figura 29. Puntos que se han definido como 'Parameter' en la optimización directa. ...	54
Figura 30. Geometría de la Solución Inicial Obtenida.	55
Figura 31. Caso de estudio Fx.	57
Figura 32. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Fx.	57
Figura 33. Caso de estudio Fy.	58
Figura 34. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Fy.	58
Figura 35. Caso de estudio Mx.	59

Figura 36. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Mx.....	59
Figura 37. Caso de estudio My.....	60
Figura 38. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso My.....	60
Figura 39. Caso de estudio Mz.	61
Figura 40. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Mz.	61
Figura 41. Geometría inicial para la optimización del diseño.....	64
Figura 42. Disposición de los elementos en la vista principal de ANSYS Workbench. .	66
Figura 43. Configuración del Diseño de Experimentos.....	67
Figura 44. Configuración de la Optimización.....	69
Figura 45. Geometría de la Solución Optimizada.	70
Figura 46. Caso de estudio Fx.....	71
Figura 47. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Fx.....	72
Figura 48. Caso de estudio Fy.....	72
Figura 49. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Fy.....	73
Figura 50. Caso de estudio Mx.....	73
Figura 51. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Mx.....	74
Figura 52. Caso de estudio My.....	74
Figura 53. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso My.....	75
Figura 54. Caso de estudio Mz.	75
Figura 55. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Mz.	76
Figura 56. Planos de la Solución Inicial.....	90
Figura 57. Planos de la Solución Optimizada.	91
Figura 58. Ficha técnica de la balanza.	92

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características principales de los túneles de viento según la velocidad del flujo en su interior. [1].....	28
Tabla 2. Especificaciones técnicas de la balanza 6A154.....	37
Tabla 3. Sensibilidad de la balanza 6A154.....	38
Tabla 4. Características dimensionales del fusible.....	41
Tabla 5. Fuerzas y momentos limitantes del fusible.....	50
Tabla 6. Propiedades principales del ‘PVC unplasticized’.....	51
Tabla 7. Dimensiones interiores de la solución inicial obtenida.....	56
Tabla 8. Dimensiones definitivas de la solución inicial.....	56
Tabla 9. Resultados definitivos para la solución inicial.....	62
Tabla 10. Variables que se pueden modificar para realizar la optimización.....	66
Tabla 11. Funciones correspondientes a la Optimización.....	68
Tabla 12. Dimensiones interiores de la Solución Optimizada obtenida.....	70
Tabla 13. Dimensiones definitivas de la Solución Optimizada.....	71
Tabla 14. Resultados definitivos para la Solución Optimizada.....	77
Tabla 15. Programas utilizados en el Proyecto.....	84
Tabla 16. Presupuesto del diseño de la balanza.....	85
Tabla 17. Presupuesto del material para el sistema de anclaje y posicionamiento de la balanza.....	87
Tabla 18. Presupuesto del diseño del fusible y el cálculo estructural.....	87
Tabla 19. Presupuesto de la fabricación del fusible.....	88
Tabla 20. Presupuesto del material para la fabricación del fusible.....	88
Tabla 21. Presupuesto de la elaboración de documentos.....	88
Tabla 22. Presupuesto global del proyecto.....	89

NOMENCLATURA

CCD – Central Composite Design

DOE – Design of Experiments (Diseño de Experimentos)

FEM – Finite Element Method

F_x – Fuerza en la Dirección X

F_y – Fuerza en la Dirección Y

F_z – Fuerza en la Dirección Z

kg - Kilogramos

LHS – Latin Hypercube Sampling

MPa – Mega Pascales (10^6 Pa)

mm – Milímetros (10^{-3} m)

M_x – Momento alrededor del Eje X

M_y – Momento alrededor del Eje Y

M_z – Momento alrededor del Eje Z

N – Newtons (SI)

N·m – Newtons por metro

PCG - Preconditioned conjugate gradient solver

MEMORIA TÉCNICA

1.- INTRODUCCIÓN

1.1.- MOTIVACIÓN

En gran parte de las aplicaciones de ingeniería se dan situaciones en las que un fluido, en la mayoría de los casos aire, genera fuerzas y momentos en un cuerpo sólido que está inmerso en dicho fluido.

Desde los inicios de la aviación, se ha intentado cuantificar estas fuerzas y momentos que se generan en los cuerpos sólidos, de forma que se puedan conocer sus órdenes de magnitud y diseñar y probar nuevas formas y elementos que generen distintas fuerzas antes de ser montados en aviones reales.

Para este propósito nacieron los túneles de viento. Cabe destacar que un túnel de viento es una herramienta de investigación desarrollada para el estudio de los efectos del movimiento del aire uniforme y rectilíneo a una velocidad determinada alrededor de objetos sólidos. Con esta herramienta se pretende simular las condiciones que experimentará el prototipo en una situación real. [1]. El primer túnel de viento fue creado, fabricado y operado por Francis H. Wenham y gracias a él se lograron grandes avances en aerodinámica y se establecieron prácticamente todos los conceptos matemáticos que definen, entre otros, la forma de las alas [2].

Hoy en día, se ha avanzado mucho en cuanto a construcción y diseño de túneles de viento, así como también se ha trabajado en la mejora y adaptación de los instrumentos de medida. Esto ha dado lugar a una gran variedad de diseños y de tipologías de túnel de viento y de instrumentos, no obstante, la motivación de este trabajo se centra en el Diseño y adaptación de una balanza como instrumento de precisión para un túnel de viento subsónico, lo cual acota bastante el campo de trabajo y permite que el estudio se centre en un túnel de viento subsónico y en la balanza como instrumento de medida.

Con todos estos condicionantes, se propone el diseño de un fusible para evitar la rotura de la balanza que se usará en un túnel de viento subsónico que se plantea desde un punto de vista didáctico, pero con la versatilidad de un banco de pruebas para la realización de estudios adecuados a la investigación o al desarrollo.

Además, esto supone todo un reto, puesto que se trata de un túnel de viento y una balanza íntegramente diseñados, fabricados y montados por la Universitat Politècnica de València (UPV), lo cual añade más valor, si cabe, a este proyecto y a la continua mejora e innovación de la UPV en el sector aeroespacial.

1.2.- ANTECEDENTE

Como se ha comentado anteriormente, la constante mejora de los túneles de viento ha llevado consigo un avance técnico de los instrumentos de medida. En este aspecto, el Instituto de Investigación CMT – Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València (UPV) no ha querido ser menos y lleva varios años trabajando en este campo.

Entre otros, se toman como antecedentes a este proyecto el ‘Manual de Instrucción del túnel de viento subsónico’ realizado por el CMT – Motores Térmicos, en el cual se detalla tanto la morfología del actual túnel de viento como los diferentes instrumentos que lo componen [3]. También ha servido de gran ayuda y como base de este proyecto el trabajo realizado por Andrés Cremades, estudiante de Máster en Ingeniería Aeronáutica, que ha desarrollado el ‘Manual para la construcción del sistema de anclaje y posicionamiento automático para la balanza 6A154’, en el cual se muestra el actual diseño de la estructura de control y posicionamiento de la balanza. [4]

1.3.- SITUACIÓN DEL ANTECEDENTE

Como se ha mencionado anteriormente, hoy en día, la Universitat Politècnica de València (UPV) cuenta con un Túnel de Viento Subsónico creado para la realización de estudios aerodinámicos en condiciones subsónicas, tanto en comportamiento como en la concentración de cargas por acción del viento.

El empleo del túnel se plantea desde un punto de vista didáctico, pero con la versatilidad de un banco de pruebas para la realización de estudios adecuados a la investigación o al desarrollo. Por lo tanto, la instrumentación dotada se adecua tanto para el uso educativo a nivel avanzado como para un propósito de investigación.

Para la medida de las diferentes fuerzas y momentos que actúan sobre los modelos que se introducen en la zona de ensayo se dispone de una balanza extensiométrica capaz de medir fuerzas normales, tangenciales y momento de cabeceo, compuesta por una célula de carga que puede aislar las fuerzas sobre un eje y, para componer las fuerzas, el sistema posee tres celdas de carga que permiten medir las fuerzas sobre los ejes X e Y y los momentos que éstas provocan sobre el modelo ensayado.

Esta balanza se caracteriza por su versatilidad (permite medir las fuerzas aerodinámicas que posee una aeronave en pleno vuelo realizando distintas maniobras), la independencia de ejes en la medida de la fuerza, el fácil armado y el cambio rápido de piezas defectuosas.

No obstante, esta balanza ha quedado obsoleta con respecto a las nuevas balanzas que aparecen en el ámbito aeroespacial, de ahí la necesidad de cambiarla por una balanza para túnel de viento más novedosa, de 6 ejes, en este caso concreto, una balanza 6A154.

1.4.- CASO DE ESTUDIO Y OBJETIVOS

Tal y como se ha mencionado anteriormente, el avance y desarrollo de los sistemas de medida de fuerzas y momentos en el ámbito aeroespacial son los responsables de la adquisición de una nueva balanza en este caso concreto, una balanza 6A154.

En la Figura 1 se presenta la balanza 6A154. Cabe destacar que esta balanza de 6 ejes es una célula de carga que permite medir fuerzas de manera simultánea en 3 ejes mutuamente perpendiculares y tres momentos simultáneos sobre esos mismos ejes. [5]



Figura 1. Célula de carga de la Balanza 6A154 (6-axis Load Cell). [5]

No obstante, para poder utilizar esta balanza en el ámbito aeroespacial (más concretamente en los túneles de viento) son necesarias una serie de adaptaciones que variarán en función de las características y especificaciones de cada túnel de viento.

En el caso concreto del túnel de viento del CMT – Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València (UPV) es necesario contar con una unidad portátil que permita la colocación de la balanza en diferentes configuraciones sobre el túnel de viento.

En la Figura 2 se muestra este sistema de anclaje y posicionamiento automático junto con la balanza, que permite tanto la rotación como el posicionamiento de la maqueta a estudiar en dos ejes distintos y que ha sido diseñado de acuerdo con el ya

mencionado ‘Manual para la construcción del sistema de anclaje y posicionamiento automático para la balanza 6A154’. [4]

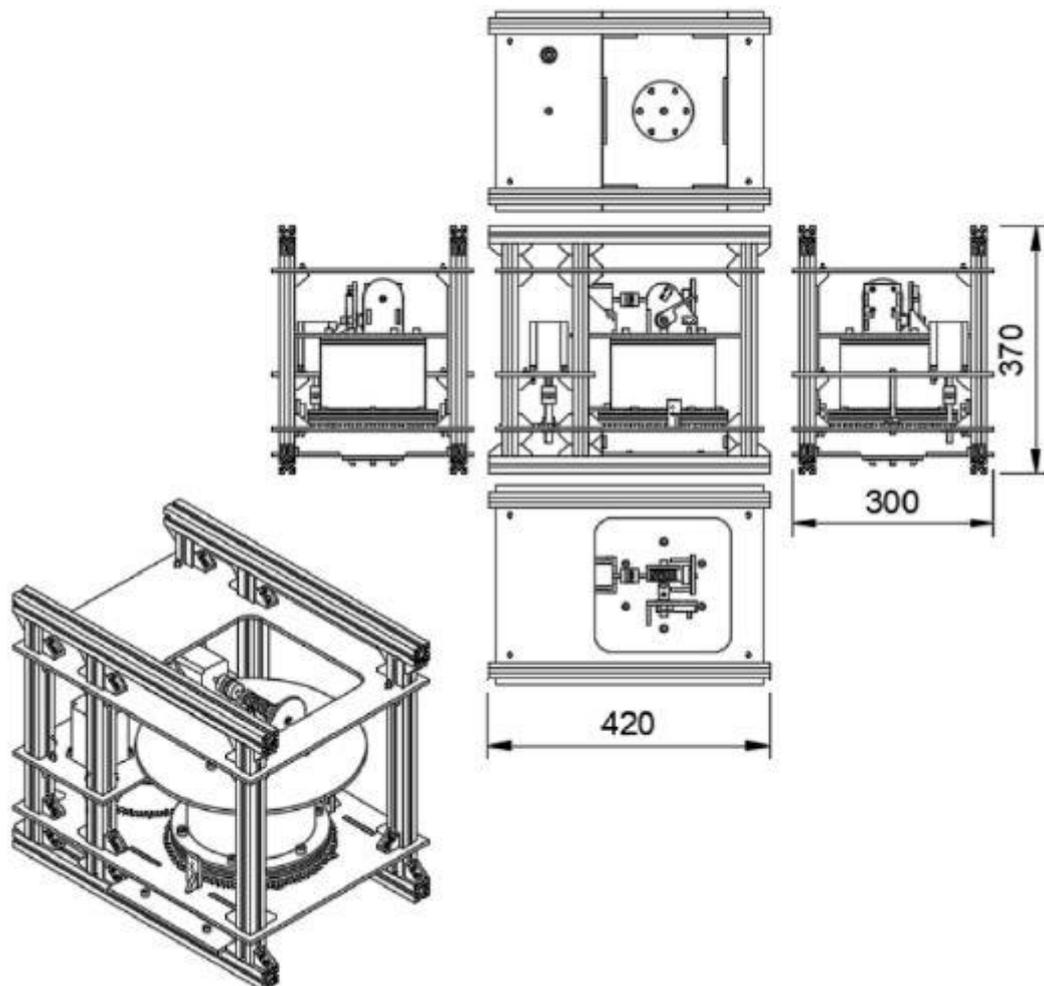


Figura 2. Sistema de anclaje y posicionamiento automático para la balanza 6A154.

Una vez presentados tanto la balanza como el sistema de anclaje y posicionamiento, el caso de estudio se centra en el diseño y análisis estructural de un fusible mecánico que evite la rotura o desgaste de la balanza y que, a su vez, sirva de soporte para las diferentes maquetas que se van a estudiar en el túnel de viento.

Tras realizar una serie de bocetos y llegar a un consenso con los diferentes miembros del grupo de trabajo de CMT – Motores Térmicos sobre cuál sería un posible diseño del fusible mecánico, se procede al análisis estructural del mismo con ayuda de un software de elementos finitos. Una vez realizado el primer análisis, se procede a un segundo análisis más exhaustivo que permita la optimización del fusible mecánico de acuerdo con una serie de condicionantes que se explicarán en secciones venideras.

Por último, se comprueba que el fusible mecánico cumple con todos los requerimientos y se incluye en el ya mencionado ‘Manual para la construcción del sistema

de anclaje y posicionamiento automático para la balanza 6A154' [4], de forma que todo el sistema esté listo para la fabricación y el montaje por parte de los técnicos y su posterior utilización.

En lo referente a los objetivos perseguidos en este Trabajo de Fin de Grado que se presenta, cabe destacar los siguientes:

- Participar en el proceso de diseño y adaptación de instrumentos de medida que se utilizan en el ámbito aeroespacial.
- Profundizar en el cálculo de estructuras mediante Elementos Finitos y aplicar los conocimientos adquiridos a casos reales.
- Estudiar los diferentes parámetros de los que depende el problema y buscar una solución para adaptar la balanza al túnel de viento del CMT – Motores Térmicos.
- Simplificar y optimizar, en la medida de lo posible, una geometría previamente diseñada para que sea más resistente y sencilla de fabricar.
- Estudiar y comprender los esfuerzos a los que se va a someter el fusible mecánico para reducir sus efectos y tener la capacidad crítica de aplicar simplificaciones justificadas que reduzcan el tiempo de cálculo sin afectar a los resultados obtenidos.

2.- MARCO TEÓRICO

2.1.- MEDIDA DE FUERZAS Y MOMENTOS EN UN TÚNEL DE VIENTO

Tal y como se ha mencionado anteriormente, la obtención de las fuerzas y momentos que actúan sobre un cuerpo inmerso en un fluido (una corriente de aire en este caso) tiene una importancia capital en el diseño de cualquier prototipo de aeronave, sobre todo en sus primeros compases. También se ha mencionado que las fuerzas y momentos pueden ser obtenidos de forma experimental gracias a las balanzas aerodinámicas.

Este tipo de balanzas se caracterizan porque son capaces de medir fuerzas en direcciones, a priori, desconocidas y también establecer los momentos que se generan sobre el cuerpo. Los requisitos fundamentales de una balanza para túnel de viento son los siguientes: [6]

- Alta sensibilidad: se necesita una apreciable señal eléctrica para una deformación dada, ya que se debe conseguir que la mayor parte de la componente a medir sea tomada por el elemento de medición que actúa en esa dirección. El elemento de medición debe poseer la mayor rigidez posible en la dirección que no se evalúa y una baja rigidez en la dirección de la componente a evaluar.

- Linealidad y trazabilidad: la balanza debe ser un sistema integrado entre sus partes, en las cuales no ocurran desplazamientos relativos, excepto los causados por deformaciones elásticas. Esto también se refiere a los movimientos entre las conexiones y el modelo.

- Baja histéresis: los elementos elásticos deben poseer un elevado módulo de Young y caracterizarse por tener buenas propiedades elásticas, poca deformación y elevada resistencia a fatiga para reducir los efectos histeréticos.

- Baja interacción de los componentes: se logra disminuyendo los desplazamientos del modelo causados por la deformación de los elementos sensores y el sistema de soporte. Se requiere una elevada rigidez en los elementos que transmiten los esfuerzos

- Baja sensibilidad a la temperatura: asegura que los elementos estructurales y de medición no sufran problemas de fatiga térmica (debidos a contracciones y dilataciones) al aumentar y disminuir de forma sucesiva la temperatura.

2.1.1.- TÚNELES DE VIENTO. TIPOS Y CARACTERÍSTICAS

Tal como se ha mencionado en la introducción, un túnel de viento es una herramienta de investigación desarrollada para el estudio de los efectos del movimiento del aire uniforme y rectilíneo a una velocidad determinada alrededor de objetos sólidos. Con esta herramienta se pretende simular las condiciones que experimentará el prototipo en una situación real, con la salvedad de que, en un túnel de viento, el modelo permanece estacionario y se propulsa el aire o gas alrededor del mismo. [1]

Existen básicamente dos grandes grupos a la hora de clasificar los túneles de viento: según la circulación de aire en su interior (pueden ser cerrados o abiertos) y según la velocidad del flujo en su interior (pueden ser subsónicos, transónicos, supersónicos o hipersónicos).

A continuación, se procede a la clasificación de los túneles de viento según la circulación de aire en su interior:

- Túneles de circuito abierto: se toma aire directamente de la atmósfera y, tras pasar por la zona de ensayo, se devuelve nuevamente a la atmósfera. Pueden ser de tipo soplador (un ventilador centrífugo impulsa el fluido) o de tipo succión (un ventilador axial succiona el fluido)

- Túneles de circuito cerrado: obligan a la corriente a hacer giros sin aumentar las pérdidas ni las perturbaciones en la corriente. Como se ha mencionado, por medio de un difusor, el fluido recupera su energía. Mediante el uso de codos y mallas, se puede controlar la calidad del flujo. Entre las desventajas de este tipo de túneles cabe mencionar la gran cantidad de espacio que se necesita para alojarlo, así como el calentamiento que se produce en su interior, entre otras.

En la Figura 3 se puede observar de forma esquemática la diferencia entre los dos tipos de túneles anteriormente mencionados:

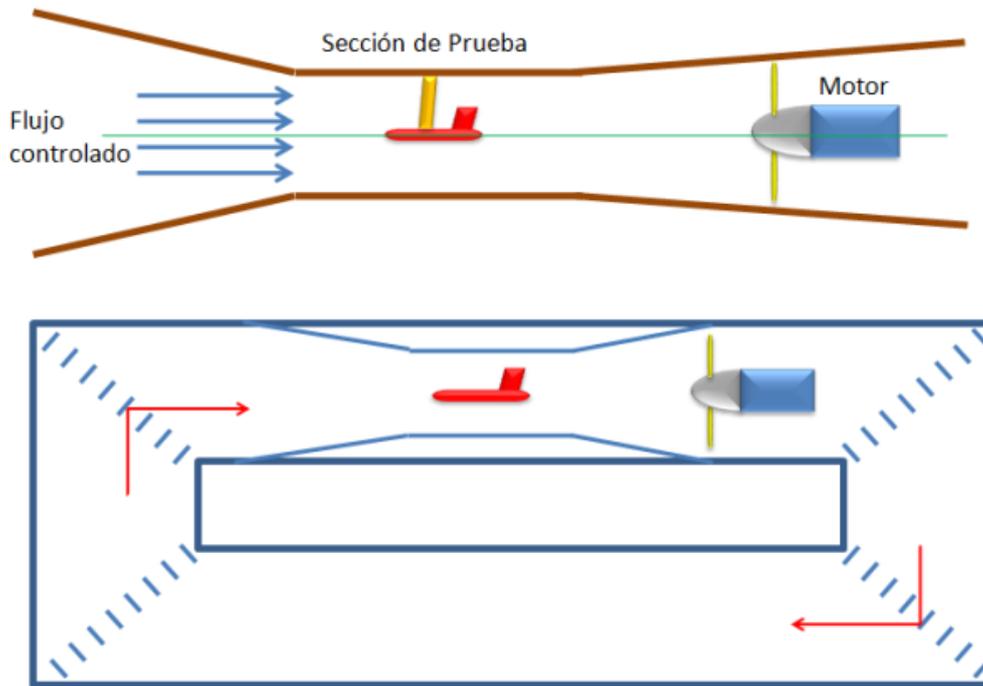


Figura 3. Esquema comparativo entre túnel abierto y túnel cerrado.

En cuanto a la clasificación de los túneles según la velocidad del flujo en su interior, existen los siguientes tipos de túneles, cuyas características se detallan en la Tabla 1:

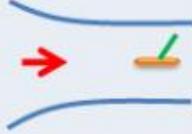
Régimen de Velocidad	Flujo Típico (Modelo)	Sección de Entrada	Radio de Compresión
Subsónico ($M = 0 - 0.7$)			1.0+
Transónico ($M = 0.7 - 1.2$)			1.1
Supersónico ($M = 1.2 - 5$)			2 ($M = 2$)
Hipersónico ($M > 5$)			20 ($M = 5$)

Tabla 1. Características principales de los túneles de viento según la velocidad del flujo en su interior. [1]

Las partes más importantes de un túnel de viento son las siguientes:

- Ventilador: elemento encargado de producir la corriente de aire del circuito en el que se desarrolla la circulación de aire. Debe ser de la velocidad adecuada para que las mediciones sean exactas.
- Difusor: elemento que disminuye la velocidad del flujo aumentando la presión para disminuir las pérdidas por fricción.
- Cámara de laminarización: paneles de nido de abeja y mallas finas que se encargan de reducir las fluctuaciones de velocidad del aire, así como de asegurar un flujo uniforme y rectilíneo.
- Tobera convergente (cono de contracción): elemento encargado del aumento de velocidad del fluido y que concentra el flujo en la entrada de la zona de ensayo.
- Zona de medida o zona de ensayo: lugar donde se colocan los modelos y todos los instrumentos necesarios para la realización del experimento.
- Codos: únicamente aparecen en túneles cerrados y constan de vanos directores, cuya función es la de guiar el flujo a través del túnel de viento y ayudar a mantener el flujo uniforme y rectilíneo.

En la Figura 4 se puede observar un esquema con las diferentes partes de las que consta un túnel de viento:

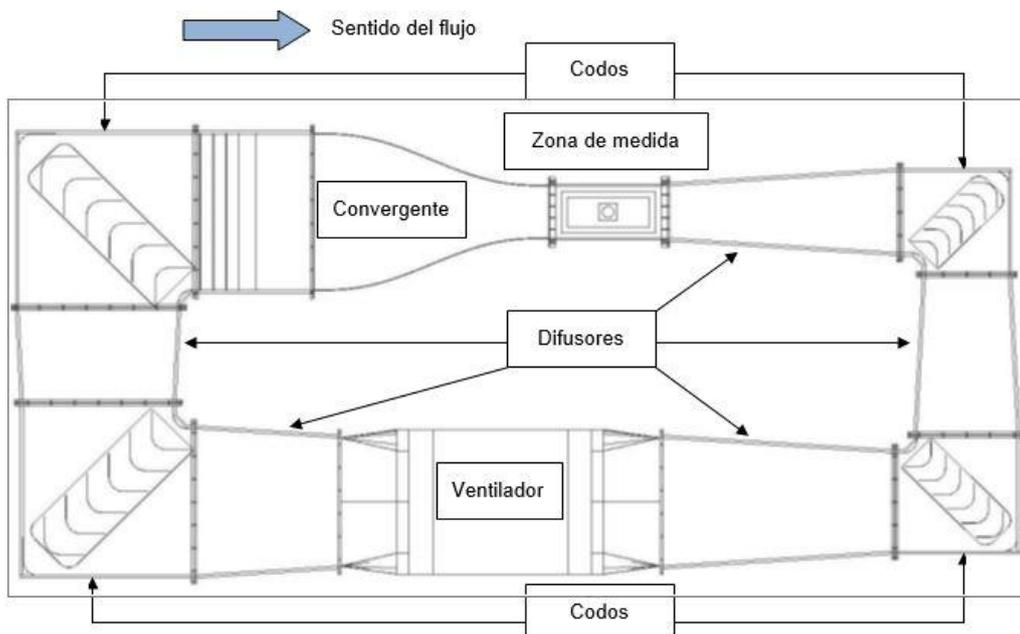


Figura 4. Esquema con los componentes principales de un túnel de viento cerrado.

2.1.2.- BALANZAS EN TÚNELES. TIPOS Y CARACTERÍSTICAS

Como se ha mencionado en apartados anteriores, una balanza es un instrumento que se ocupa de cuantificar las cargas, fuerzas y momentos que se ejercen sobre un objeto que se encuentra inmerso en una corriente de aire. Para que los resultados obtenidos en las mediciones con la balanza sean aceptables, esta debe disponer de una alta sensibilidad, linealidad y trazabilidad, baja histéresis, baja interacción de los componentes y baja sensibilidad a la temperatura.

Existen dos grandes grupos de balanzas según su posicionamiento, balanzas internas y externas. A continuación, se detallan las principales características de cada grupo, así como los diferentes modelos dentro de cada uno de ellos. [7]

A. Balanzas Internas.

Son aquellas que están ubicadas en el interior del modelo o sus soportes. Fueron desarrolladas con el propósito de excluir las fuerzas actuando sobre soportes. En este tipo de balanzas, se opta por instalar en el interior del modelo o en el mismo soporte.

Cuando la balanza se instala en el soporte, se encuentra protegida del flujo por un carenado cilíndrico, cónico o en forma de perfil alar. Sin embargo, cuando la balanza se instala en el interior del modelo, solo se miden las fuerzas que actúan sobre el modelo, aunque el soporte causa perturbaciones en el flujo (principalmente en la cola del modelo).

En la Figura 5 se puede observar un ejemplo de balanza interna:

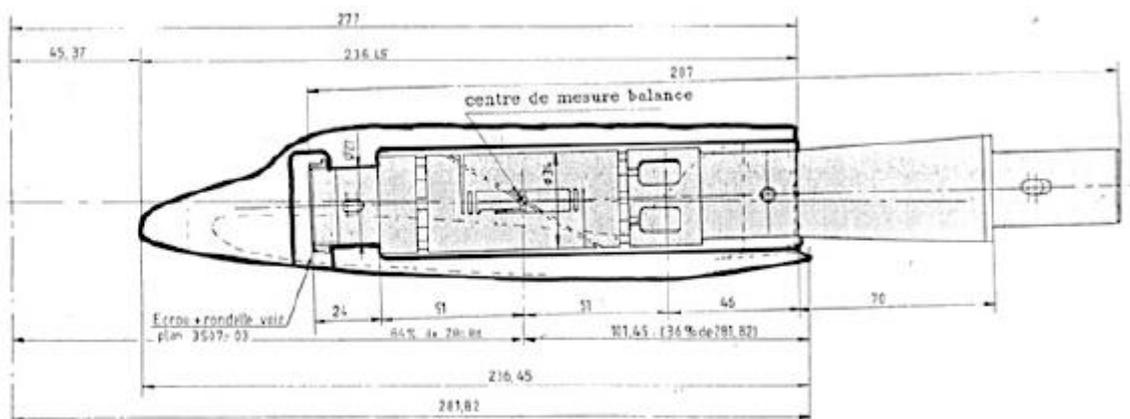


Figura 5. Planos de una balanza interna instalada en el soporte.

Las ventajas de este tipo de balanzas son la NO interferencia en el flujo de aire, lo cual permite unos estudios muy precisos. En cuanto a las desventajas de este tipo de balanzas, cabe destacar que solo sirven para un único modelo de estudio y su complejidad y coste las hacen prohibitivas para gran parte de estudios.

B. Balanzas externas.

A diferencia de las balanzas internas, este tipo de balanzas se ubican fuera del modelo, aunque dentro de la zona de ensayo. En este tipo de balanzas la fuerza aerodinámica total y los momentos se separan con la ayuda de diversos sistemas mecánicos y, usualmente, se determinan en un sistema de ejes (denominados comúnmente ‘ejes balanza’) paralelo al sistema de ejes viento del túnel.

El modelo se instala en la cámara de pruebas con la ayuda soportes que lo vinculan a la balanza, lo cual constituye una de sus principales ventajas, que es la versatilidad. Otra ventaja de este tipo de balanzas es la facilidad de reparación o modificación, al encontrarse esta fuera del túnel de viento.

En cuanto a las desventajas de este tipo de balanzas, es necesario mencionar que en la mayoría de los casos interfieren en el estudio (ocupan espacio dentro de la zona de ensayo). Otra de las desventajas que presentan estas balanzas es el peso de sus elementos (debido a la inercia de los sistemas de medición).

Este tipo de balanzas han sido las más utilizadas a lo largo de la historia, por tanto, existen varios tipos de balanzas externas. A pesar de la diversidad, todas ellas contienen elementos comunes que las caracterizan, por ejemplo:

- Soporte para el modelo: sostiene y posiciona de forma adecuada el modelo en la zona de ensayo. Se precisa un soporte versátil y que no interfiera demasiado en el ensayo.
- Plataforma para mantener el soporte: permite también la obtención de las fuerzas actuantes sobre el modelo.
- Galgas extensiométricas: se sitúan entre el sistema y puntos vinculados a la bancada fija.
- Sistema mecánico que separa las componentes de las fuerzas transferidas a la plataforma flotante
- Mecanismo de cambio de ángulo de ataque y posicionamiento.

A continuación, se esbozan algunos detalles de cada tipo de balanza externa y se intenta ejemplificar cada tipo mediante una imagen sencilla.

- Balanza de plataforma: este tipo de balanza es el más utilizado en el ámbito aeronáutico. Utiliza tres o cuatro columnas para soportar el modelo sobre una placa de distribución. Entre sus principales ventajas se destacan la versatilidad y robustez (cuentan con mecanismos que permiten cambiar el ángulo de ataque y de guiñada), así como la facilidad de montaje y posicionamiento. No obstante, este tipo de balanza

también presenta algunos inconvenientes como que el centro de resolución de la balanza no está sobre el modelo (implica que aparezcan mediciones erróneas que se deben tener en cuenta a la hora de tratar los resultados). En la Figura 6 se aprecia un esquema básico de cómo sería una balanza de plataforma:

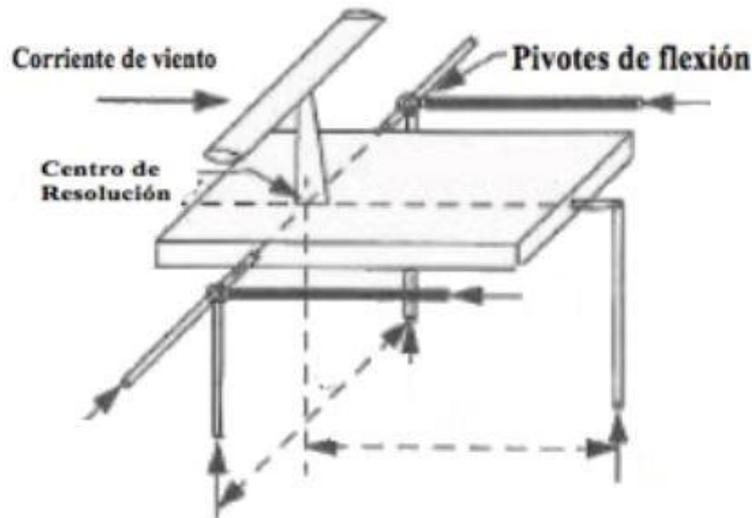


Figura 6. Esquema que representa una Balanza de Plataforma.

- Balanza de yugo: este tipo de balanzas ofrece una ventaja sobre la de plataforma a la hora de leer los momentos, ya que estos son leídos respecto del modelo porque el centro de resolución está situado sobre la maqueta. Sin embargo, presenta inconvenientes significativos, pues en los momentos de cabeceo y de fuerza lateral se producen grandes deformaciones. También se producen grandes deflexiones en los pilares de soporte y debido a la anchura de la balanza, es poco versátil. En la Figura 7 se puede observar un esquema de balanza de yugo:

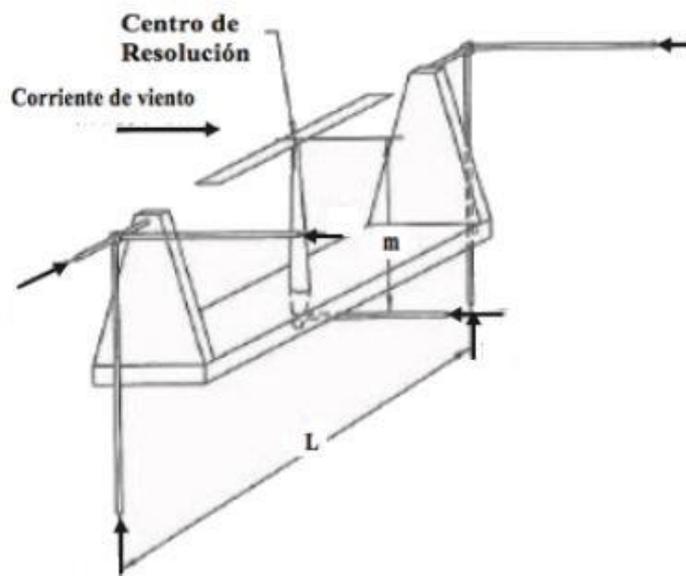


Figura 7. Esquema que representa una Balanza de Yugo.

- Balanza piramidal: este tipo de balanza intenta subsanar los problemas que presentan las balanzas de plataforma y de yugo. Entre las principales ventajas destacan el hecho de que la lectura de los momentos se realiza alrededor del centro de medición y que las 6 componentes aparecen separadas y se leen de forma independiente y directa. Ahora bien, este tipo de balanza también presenta inconvenientes como la dificultad de construcción y calibración y las deformaciones de las galgas extensiométricas. En la Figura 8 se presenta un esquema de una balanza piramidal:

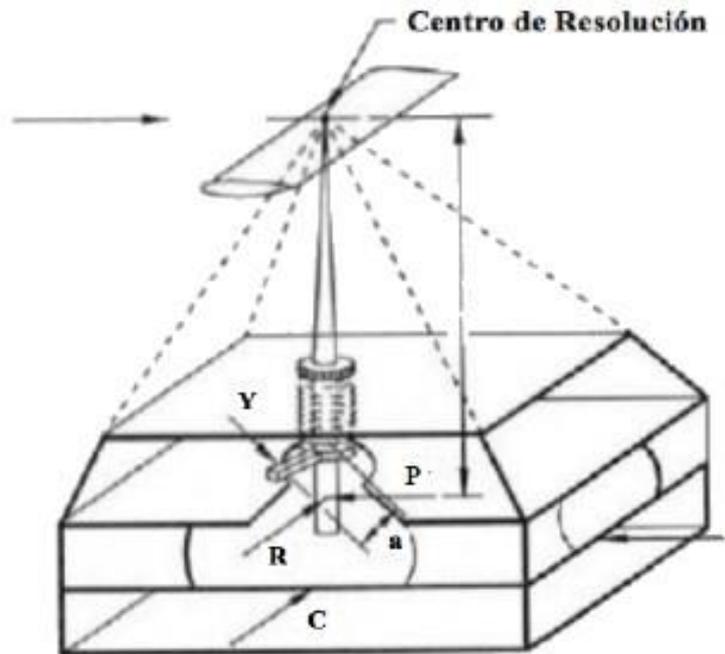


Figura 8. Esquema que representa una Balanza Piramidal.

- Balanza de alambre: una de las primeras balanzas utilizadas en el túnel de viento. Consiste en colgar el modelo de forma inversa sobre unos cables y obtener la tensión en los mismos para determinar la sustentación y la resistencia generadas sobre el modelo. No obstante, a pesar de su aparente sencillez, presenta algunos inconvenientes como que la tensión en los cables nunca puede ser cero debido al peso del modelo, no se puede medir el ángulo de sustentación nula, es difícil medir la resistencia generada por los cables, es poco versátil, etc. En la Figura 9 se puede observar un esquema de una balanza de alambre:

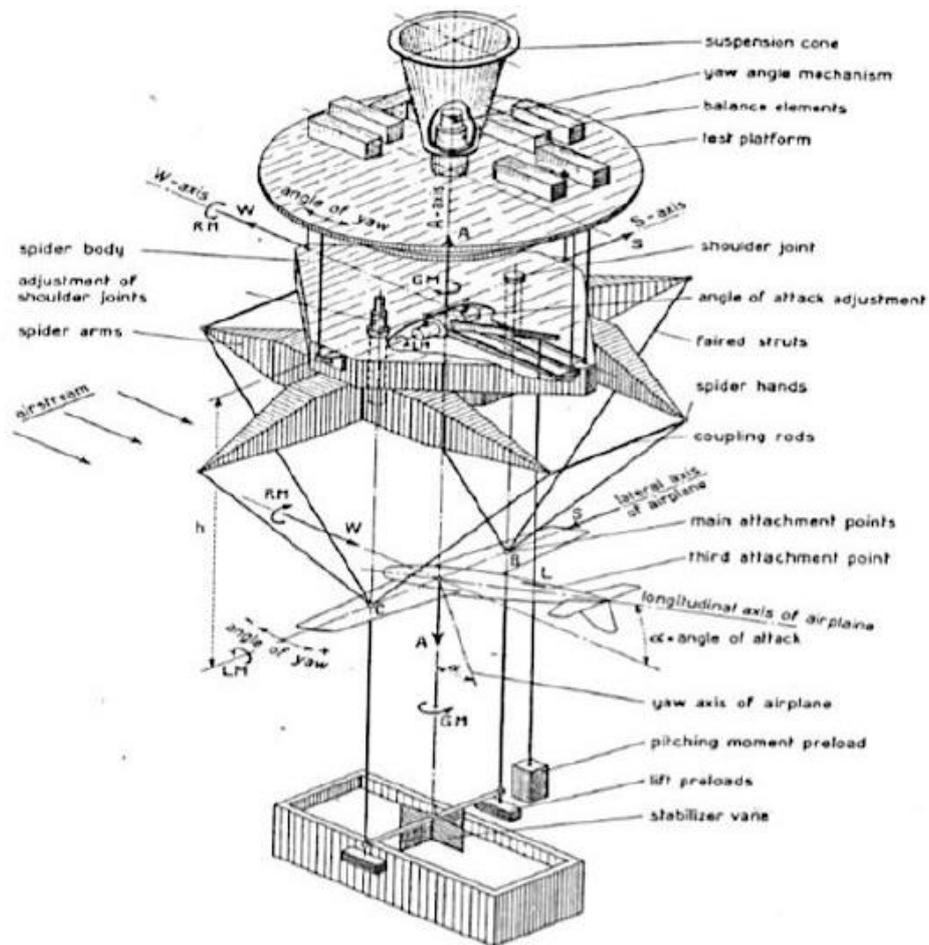


Figura 9. Esquema que representa una Balanza de Alambre.

2.2.- TÚNEL Y BALANZA ACTUALES

Actualmente el CMT – Motores Térmicos cuenta con un túnel de viento subsónico cerrado diseñado íntegramente por este departamento. Según el ya mencionado ‘Manual de Instrucción del túnel de viento subsónico’ [3] actualmente la Universitat Politècnica de València cuenta con “un túnel de viento con capacidad para realizar estudios que dirigen hacia una profunda comprensión de aspectos relacionados con la aerodinámica, la mecánica de fluidos o la transmisión de calor al tiempo que se establece una importante vinculación con la realidad tecnológica en estos campos y el estudio de estos fenómenos mediante modelos teóricos de carácter matemático”. (2010:4)

En cuanto al equipo de medida de fuerzas y momentos, el CMT – Motores Térmicos dispone de una balanza extensiométrica que permite medir la fuerza normal y tangencial y el momento de cabeceo.

Esta balanza es un modelo KineOptics WTB 2.0 que está compuesta por células de carga que contienen galgas extensiométricas. No obstante, este modelo está obsoleto actualmente, por ello aparece la necesidad de cambiarlo por un nuevo tipo de balanza.

Tal como se ha mencionado, la balanza consta de tres células de carga (marca Honeywell 31) que son capaces de trabajar a tracción y a compresión y miden la fuerza producida sobre su eje longitudinal. Sin embargo, para obtener las fuerzas que actúan sobre el modelo, no basta únicamente con una balanza, ya que se precisa también de un sistema de adquisición de datos que transforme la tensión eléctrica transmitida por las galgas en las fuerzas que se pretenden medir.

A continuación, en la Figura 10 se puede observar una representación del túnel de viento del CMT – Motores Térmicos:

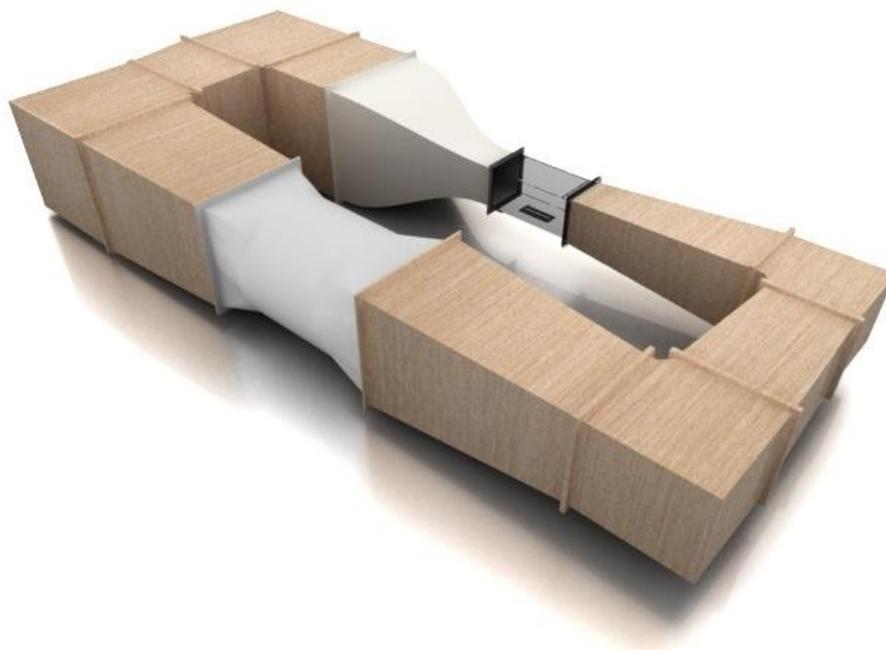


Figura 10. Túnel de viento subsónico cerrado.

Del mismo modo, en la Figura 11 se puede apreciar un esquema representativo de la balanza actual del túnel del viento:

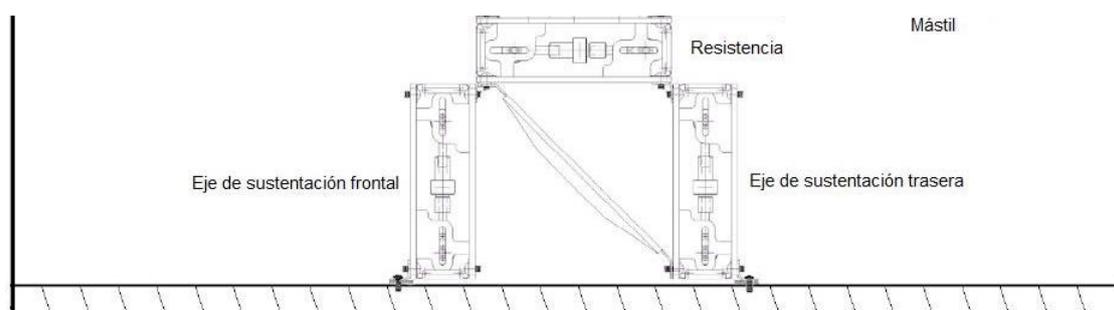


Figura 11. Esquema de la balanza extensiométrica KineOptics WTB 2.0.

Cabe destacar que en el anterior esquema (Figura 11) la balanza presenta una configuración de pórtico, que permite medir las fuerzas de sustentación y resistencia, así como el momento de cabeceo y los producidos por el ángulo de guiñada y deslizamiento, como diferencia de fuerzas entre las dos células de carga dispuestas verticalmente.

Para facilitar la visualización del anterior esquema, en la Figura 12 se muestra una de las células de carga que componen la balanza extensiométrica que se utiliza actualmente en el túnel de viento del CMT – Motores Térmicos:

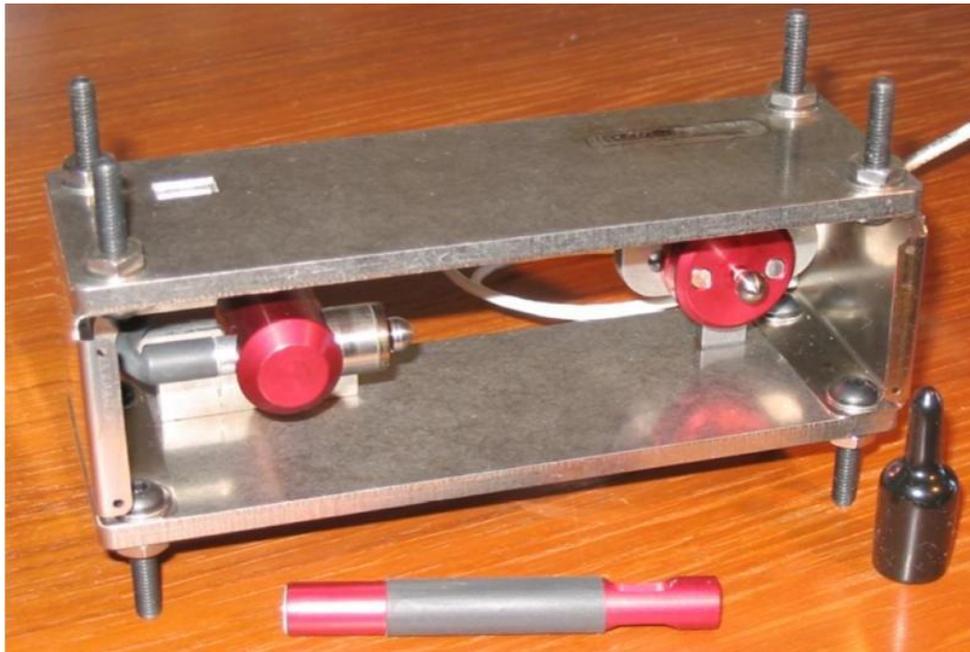


Figura 12. Celda de carga unitaria para medir sobre un eje de coordenadas.

Por último, cabe mencionar que la balanza extensiométrica KineOptics WTB 2.0 está obsoleta y la dificultad de encontrar repuestos junto con la falta de precisión y versatilidad en algunos aspectos han llevado a la Universitat Politècnica de València y al CMT – Motores Térmicos a cambiar esta balanza por una más actual y precisa, una balanza 6A154, que se presentará en apartados posteriores.

3.- PROPUESTA DE BALANZA DE PRECISIÓN

Tal como se ha mencionado en apartados anteriores, uno de los objetivos del CMT – Motores Térmicos es la de cambiar la actual balanza extensiométrica KineOptics WTB 2.0 por una más novedosa, concretamente la balanza 6A154.

3.1.- ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Cabe destacar que esta balanza 6A154 es una balanza de 6 ejes constituida por una célula de carga que permite medir fuerzas de manera simultánea en 3 ejes mutuamente perpendiculares y tres momentos simultáneos sobre esos mismos ejes.

Las especificaciones técnicas de la balanza 6A154 se han extraído directamente de la guía del fabricante [5] y se muestran en la Tabla 2:

6A154	
Fx (N)	50
Fy (N)	50
Fz (N)	100
Mx (Nm)	5
My (Nm)	5
Mz (Nm)	5
Diametro (mm)	154
Altura (mm)	100
Peso (g)	800
Material	Aluminio
Deflexión (mm)	0.08
Deflexión (rad)	0.001
Protección (IP)	67
Precisión - (Error Máximo)	
No linealidad (% FS)	±0.1
Histeresis (% FS)	±0.1
No repetibilidad (% RO)	±0.1
Creep (en 20 min)	±0.1
Mecánicas	
Sobrecarga segura (% de CAP)	150
Sobrecarga última (% RO)	300
Temperatura	
Rango de compensación (°F)	14 a 158
Rango de compensación (°C)	-10 a 70
Rango operativo (°F)	14 a 185
Rango operativo (°C)	-10 a 85
Efecto en el cero (%RO/°C max)	±0.1
Efecto en la salida (%/°C max)	±0.05
Eléctricas	
Ratio de salida (mV/V Nominal)	±0.1
Máximo voltaje de excitación (V)	5
Crosstalk	± 1 %
Balance nulo (mV/V)	<2
Resistencia de entrada (Ω)	350±10
Resistencia de salida (Ω)	350±10

Tabla 2. Especificaciones técnicas de la balanza 6A154.

3.2.- SENSIBILIDAD

En primer lugar, es necesario definir la sensibilidad como la aptitud de determinar con exactitud resultados de valores muy reducidos. [8]

Tal como se ha mencionado en el apartado 2, una de las características fundamentales que debe cumplir toda balanza es la Alta Sensibilidad. Por tanto, esta balanza 6A154, tiene una elevada sensibilidad, tal como se indica en las especificaciones técnicas de la balanza (Tabla 2) y los valores mínimos que se pueden medir son los siguientes (Tabla 3):

Accuracy - (Max Error)	
Nonlinearity-% FS	±0.1
Hysteresis-% FS	±0.1
Nonrepeatability-% RO	±0.10
Creep, in 20 min-%	±0.1

Tabla 3. Sensibilidad de la balanza 6A154.

Estos son los valores mínimos que puede medir la balanza, sin embargo, pueden aparecer problemas debido a que el fondo de escala es grande comparado con lo que se desea medir. Por ejemplo, a números de Reynolds tan bajos, lo normal es que las fuerzas a medir sean muy pequeñas, por lo que pueden aparecer problemas de incertidumbre si no se usa una balanza específica para ese rango.

3.3.- PROTOTIPO DEL CONJUNTO BALANZA + SOPORTE

Una vez presentada la balanza y sus especificaciones técnicas, es momento de pensar en su montaje y puesta a punto. No obstante, para poder utilizar esta balanza en el ámbito aeroespacial (más concretamente en los túneles de viento) son necesarias una serie de adaptaciones que variarán en función de las características y especificaciones de cada túnel de viento.

En el caso concreto del túnel de viento del CMT – Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València (UPV) es necesario contar con una unidad portátil que permita la colocación de la balanza en diferentes configuraciones sobre el túnel.

Con todos estos requerimientos, el alumno Andrés Cremades Botella, junto con otros miembros del CMT – Motores Térmicos, ha diseñado el prototipo del sistema de anclaje y posicionamiento automático para la balanza 6A154.

De conformidad con el ya citado ‘Manual para la construcción del sistema de anclaje y posicionamiento automático para la balanza 6A154’ [4], “esta unidad permite la rotación y el posicionamiento del modelo a estudiar en dos ejes distintos. El primer ángulo se selecciona rotando la balanza sobre su propio eje. En el caso del segundo eje, la maqueta se mueve sobre la propia balanza.” (2019:2).

Además, este sistema está equipado con un subsistema electrónico que permite por un lado el correcto posicionamiento de la balanza y por otro lado la adquisición y monitorización de los datos. Para posicionar la balanza se usan dos finales carrera en cada uno de los ejes de rotación que limitan el movimiento máximo que se le permite.

Este sistema se muestra en la Figura 13 y el proceso de montaje y las especificaciones de cada pieza se pueden encontrar en el ‘Manual para la construcción del sistema de anclaje y posicionamiento automático para la balanza 6A154’:

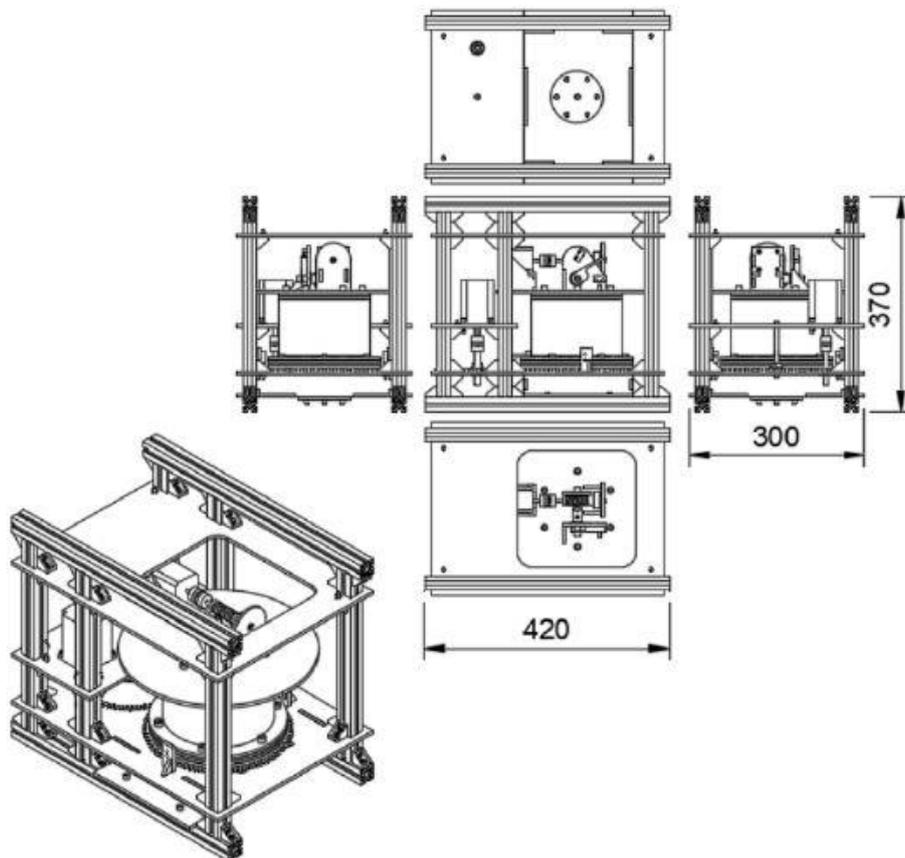


Figura 13. Ensamblaje final del prototipo del conjunto balanza + soporte.

El sistema (conjunto balanza + soporte) tiene una masa total aproximada de 8.5 kg, sin embargo, aún falta el diseño de la pieza que permite el anclaje del modelo a la balanza para que se puedan medir las fuerzas y momentos que actúan sobre él. Al mismo tiempo, esta será la pieza que actuará como fusible para evitar la avería de la balanza y se explicará en apartados posteriores.

3.4.- RESTRICCIONES/LIMITACIONES ESPACIALES

Tal como se ha comentado a lo largo del trabajo, uno de los objetivos principales es el diseño de una pieza que sirva para sujetar la maqueta y que al mismo tiempo actúe como fusible para evitar la avería de la balanza.

Previamente al diseño de esta pieza, se deben tener en cuenta las restricciones espaciales, puesto que es una pieza que debe acoplarse al diseño que ha realizado el alumno Andrés Cremades, por tanto, deberá cumplir con unos requisitos mínimos a la hora de ser diseñada.

Para entender los requisitos que se deben cumplir es necesaria una aproximación a la pieza en la cual se insertará el fusible (pieza azul) y que permitirá el anclaje del modelo a la balanza para poder medir las fuerzas y momentos que se producen sobre la misma.

En la Figura 14 se muestra una imagen general de la pieza en el conjunto de la balanza (además se observan también los anteriormente mencionados finales de carrera que permiten el posicionamiento de esta):

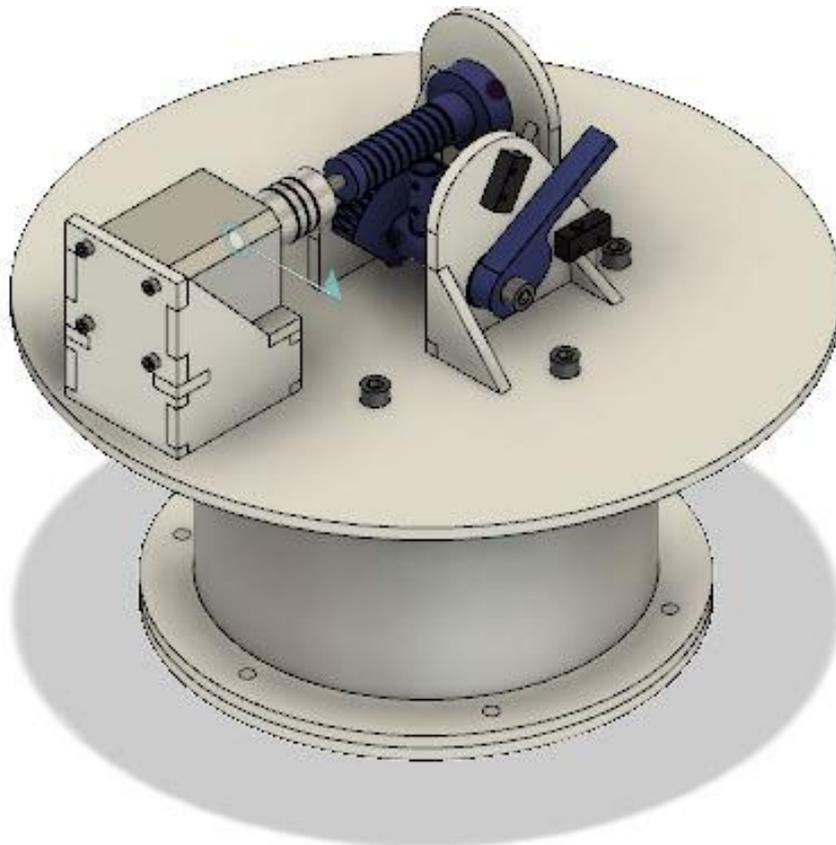


Figura 14. Conjunto de la balanza + plato + sistema de posicionamiento (se excluyen los soportes).

En la Figura 15 se muestra una imagen detallada de esta pieza en la cual se insertará el fusible:



Figura 15. Pieza sobre la cual se insertará el fusible.

Como se observa en las Figuras 14 y 15, el fusible deberá insertarse en el interior del cilindro vertical, por lo que deberá tener un diámetro concreto que como mínimo coincida con el diámetro interior de la pieza azul, que se especificará posteriormente.

También se aprecia que no hay restricciones en el eje vertical, puesto que la zona de ensayos del túnel se encuentra lo suficientemente lejos. Sin embargo, se sabe que la zona de ensayos se encuentra a 250 mm de la pieza azul, por lo que en ningún caso el fusible podrá superar esta longitud.

Con todo esto, el fusible deberá cumplir con las siguientes características dimensionales:

Diámetro del Fusible	Longitud Máxima Fusible
20mm	240mm

Tabla 4. Características dimensionales del fusible.

4.- ESTUDIO DEL FUSIBLE

4.1.- DISEÑOS PREVIOS

Como se ha mencionado a lo largo del trabajo, el objetivo principal es el diseño de una pieza que sirva para sujetar la maqueta y que al mismo tiempo actúe como fusible para evitar la avería de la balanza.

Se trata de un fusible que se romperá por seguridad en caso de que las fuerzas y momentos que actúan sobre el modelo superen el límite especificado por el fabricante, por lo que se deberá fabricar con un material que sea barato, fácil de manipular y a su vez resistente para no romper antes de dichas especificaciones.

Además, se requiere un diseño que sea capaz de romper y desacoplarse completamente, puesto que, si no lo hiciera, tal vez se seguirían produciendo fuerzas sobre la balanza y podría averiarse la misma.

Con todo esto, se han sucedido una serie de diseños (Figuras 16, 17 y 18) hasta llegar, con el consenso de todo el equipo encargado del diseño de la balanza, a la solución final. A continuación, se presentan los sucesivos bocetos que han ido apareciendo y el principal motivo que lleva a descartarlos:

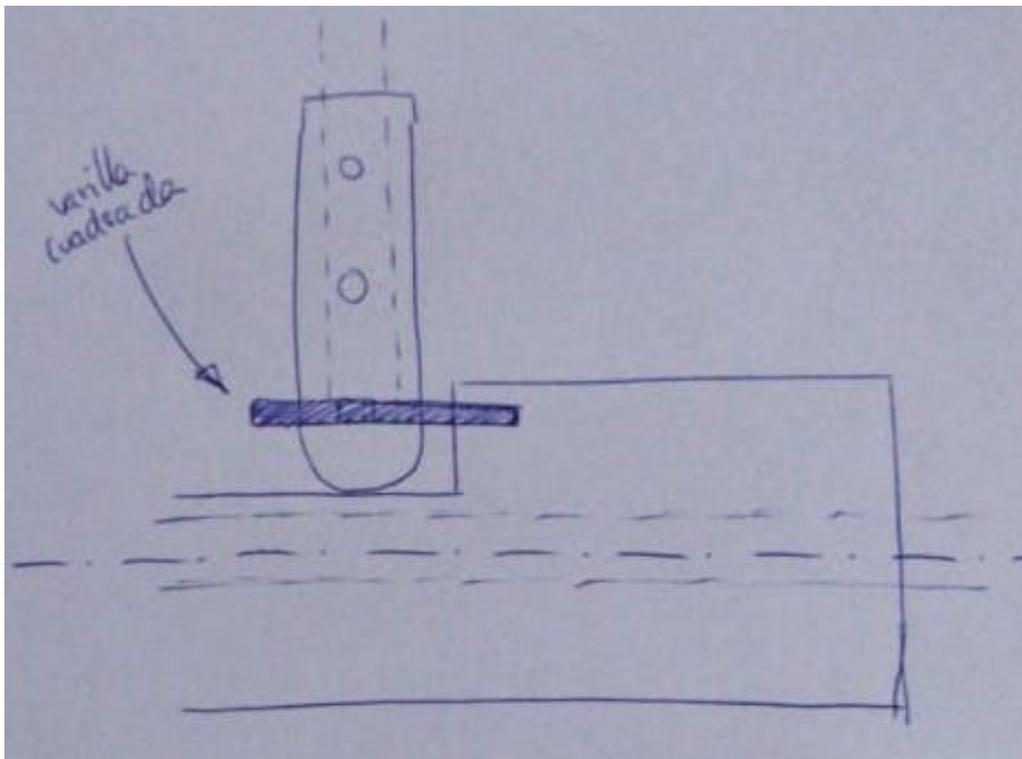


Figura 16. Primer boceto del fusible.

En este primer boceto (Figura 16) se propone que sea la propia pieza azul la que actúa como fusible, planteando una rotura en el eje horizontal por medio de una varilla cuadrada (que evita que la pieza pueda deslizarse sobre el eje horizontal). Este boceto se descarta debido a la complejidad de fabricación y a las dificultades que conlleva plantear una rotura horizontal por medio de una varilla.

Este primer boceto lleva a descartar roturas en el eje horizontal, por lo que las siguientes propuestas plantean la rotura en el eje vertical.

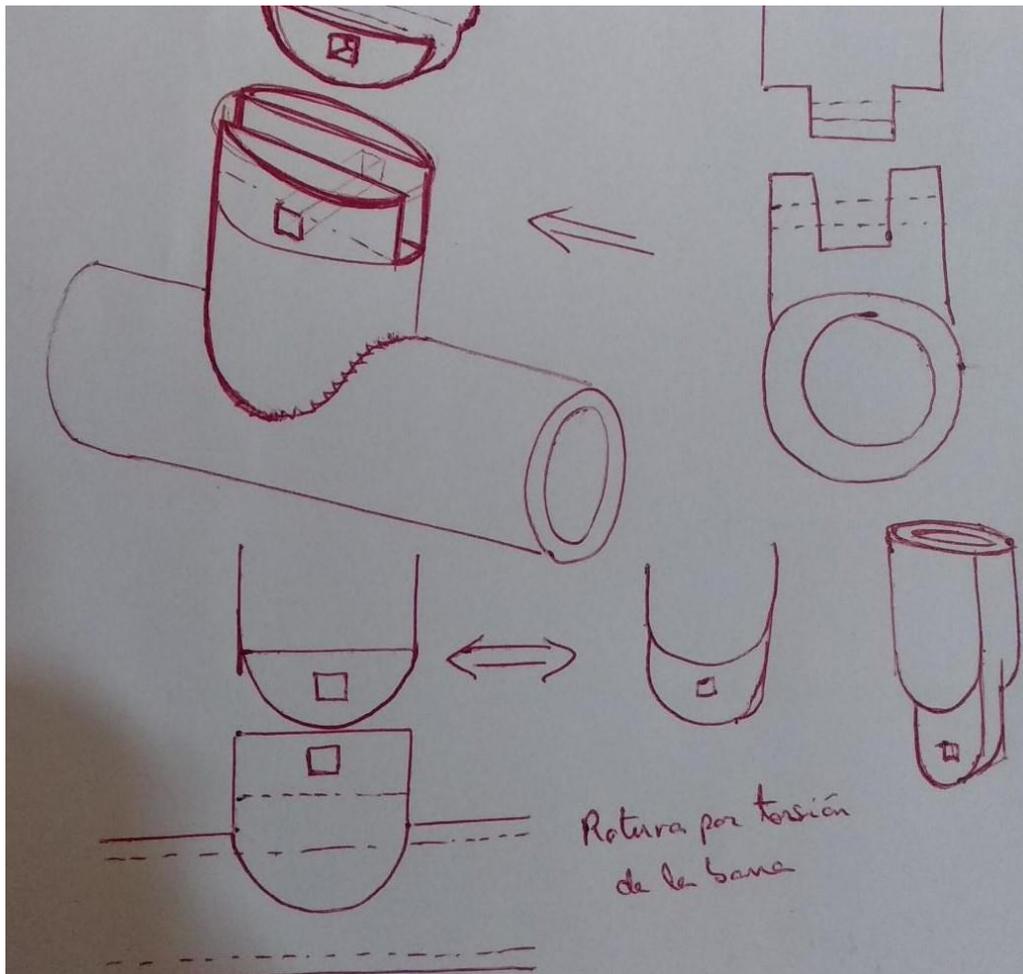


Figura 17. Segundo boceto del fusible.

En este segundo boceto (Figura 17) se plantea una rotura en el eje vertical, de nuevo mediante una varilla cuadrada. Este diseño se descarta debido a que, en caso de la rotura de la varilla, el sistema no desacopla y puede seguir ejerciendo fuerzas sobre la balanza.

Para subsanar el inconveniente del desacople, se propone la tercera solución (Figura 18), en la cual se plantea de nuevo una rotura vertical, pero en este caso con un acoplamiento en redondo que permita desacoplar sin problemas en caso de rotura de la varilla cuadrada:

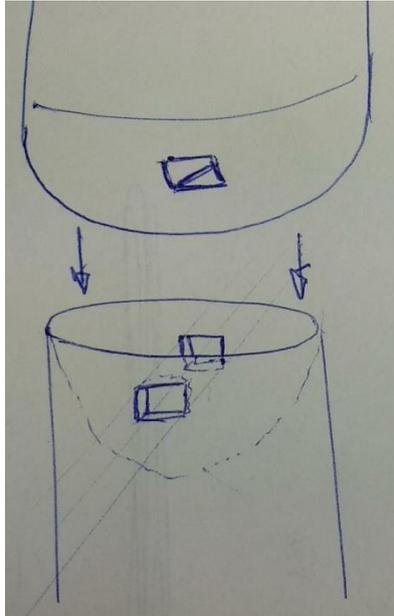


Figura 18. Tercer boceto del fusible.

Aunque este diseño corrige el problema del desacoplamiento, se descarta debido a la excesiva complejidad de fabricación que conlleva el acoplamiento en redondo, más aun teniendo en cuenta que se trata de una pieza que debe ser barata y fácil de construir ya que se romperá con asiduidad y habrá que cambiarla varias veces.

Una vez presentados los diseños previos, se procede a presentar el boceto de lo que será el diseño final y que dista de los anteriores en el hecho de que se usará un fusible axisimétrico en el cual se usará más material que en los casos anteriores (solo era una varilla cuadrada) pero que será más sencillo de fabricar y de cambiar en caso de rotura.

En la Figura 19 se presenta el boceto de la elección final del fusible:

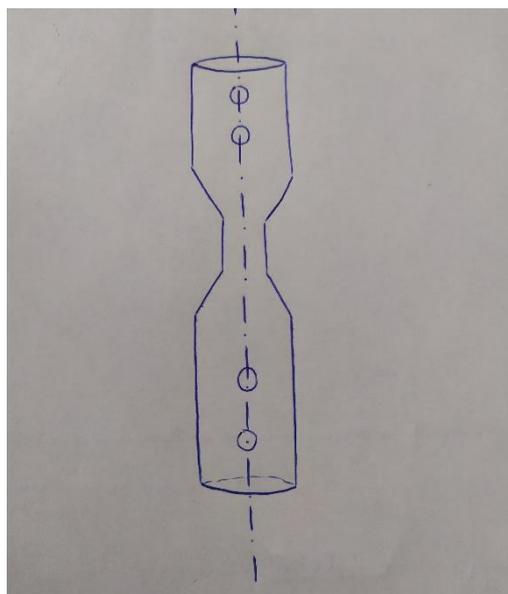


Figura 19. Boceto del diseño definitivo del fusible.

4.2.- PROCESO DE DISEÑO

Una vez decidida cuál será la geometría del fusible, es momento de proceder con el diseño de la pieza y su análisis estructural, para comprobar que, en efecto, el fusible funciona y evita la avería de la balanza.

Tanto el diseño como el análisis estructural se han llevado a cabo con ayuda del software 'ANSYS Workbench', un programa de simulación por Elementos Finitos que permite predecir cómo funcionará y reaccionará un determinado producto en un entorno real y que se explica en los siguientes apartados.

4.2.1.- FEM – ANSYS WORKBENCH

Tal como se ha mencionado, el programa ANSYS Workbench es un software para el análisis basado en el Método de los Elementos Finitos (FEM, en inglés). Por esto se realiza, a continuación, una pequeña introducción a dicho método, así como una primera presentación del programa ANSYS Workbench.

El Método de los Elementos Finitos es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales complejas. Este método está pensado para ser usado en ordenadores y permite resolver problemas físicos sobre todo tipo de geometrías.

Como se ha mencionado, el FEM es un método de resolución aproximada de ecuaciones diferenciales que se basa en el desarrollo de un algoritmo de elementos finitos para resolver un problema definido mediante ecuaciones diferenciales y condiciones de contorno y permite convertir este problema de cálculo diferencial en un problema de álgebra lineal.

Por tanto, la solución obtenida por FEM es solo aproximada. Esta solución aproximada se obtiene mediante la interpolación a partir de los resultados obtenidos para los nodos. [9]

En cuanto a ANSYS Workbench, cabe destacar que es un código comercial de FEM para la resolución de problemas diferenciales como los estructurales, electrónicos, elásticos, térmicos, etc. Cabe destacar que este programa, al igual que muchos otros programas similares, emplea como método numérico de discretización el Método de los Elementos Finitos que, en resumen, consiste en convertir un problema definido en términos de ecuaciones diferenciales en un problema en forma matricial que proporciona

el resultado correcto para un número finito de puntos (nodos) e interpola posteriormente la solución al resto del dominio, resultando finalmente sólo una solución aproximada.

En la Figura 20 se presenta la interfaz de uso del programa:

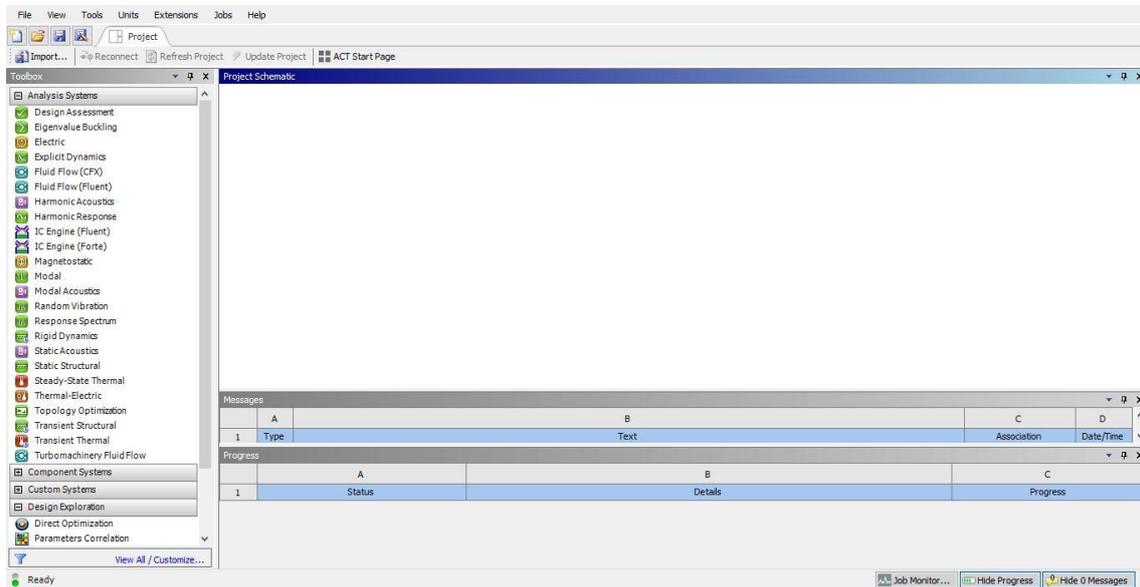


Figura 20. Interfaz de uso de ANSYS Workbench.

Desde el punto de vista de la programación algorítmica, es necesario llevar a cabo una serie de tareas que permiten el cálculo de soluciones mediante un problema de FEM. Estas tareas son tres:

- Preproceso.
- Cálculo de la solución.
- Postproceso.

Se explica, a continuación, paso por paso cada etapa y, al mismo tiempo, se muestra el proceso que se ha seguido con 'ANSYS Workbench' hasta llegar a la solución del fusible.

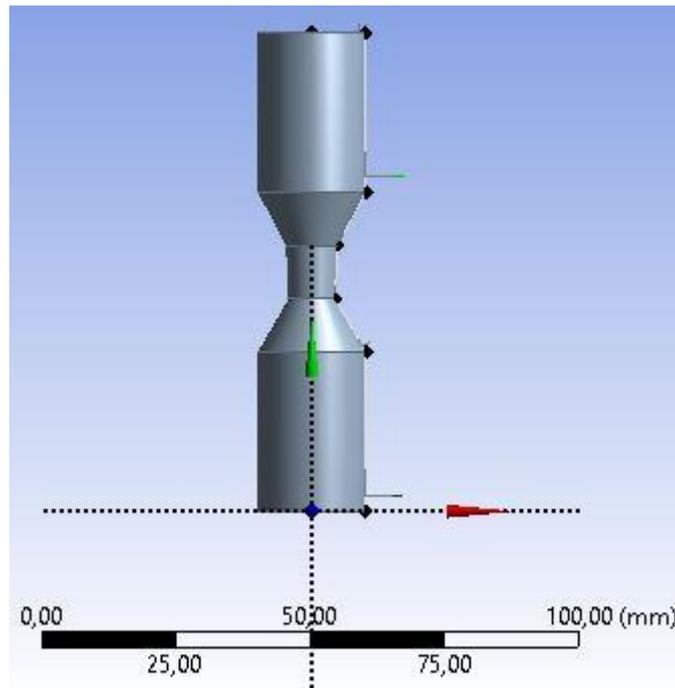


Figura 22. Geometría del fusible para estudio.

A continuación, una vez definida la geometría, es necesario generar una malla. Este es uno de los pasos más importantes del proceso, ya que un correcto mallado de la geometría supone una correcta aproximación en los resultados.

En el mallado del fusible, se tienen en cuenta dos zonas bien definidas. La primera es la zona externa, que comprende todo el fusible excepto la zona estrecha, y la zona interna que es, como era de esperar, la zona estrecha. Esto se debe a que se realizan dos mallados diferentes dependiendo de la zona, ya que se espera que la rotura se produzca en la zona interna.

En la zona externa se tiene una malla con elementos más grandes (3 mm), puesto que está lo suficientemente alejada de la zona de rotura y no es necesario tanto nivel de precisión en esta zona. Además, estos elementos grandes ahorran bastante coste computacional. Sin embargo, en la zona interna, los elementos son más pequeños (2 mm), lo que aporta más precisión a la solución ya que es la zona donde se produce la rotura y es conveniente que en estos puntos la solución sea lo más precisa posible.

También se ha establecido un mallado todavía más fino en los bordes de la zona más estrecha, con elementos de 1 mm, que permite obtener una mejor aproximación en esta zona.

Cabe destacar que no ha sido necesario realizar un estudio de independencia de malla ya que los elementos más grandes están suficientemente alejados de la zona de interés, por lo que la solución en esta zona, a pesar de ser poco precisa, no será relevante para el estudio.

En la Figura 23 se aprecia una imagen de la malla completa del fusible, mientras que en la Figura 24 se observa una imagen detallada del mallado de la zona interna:

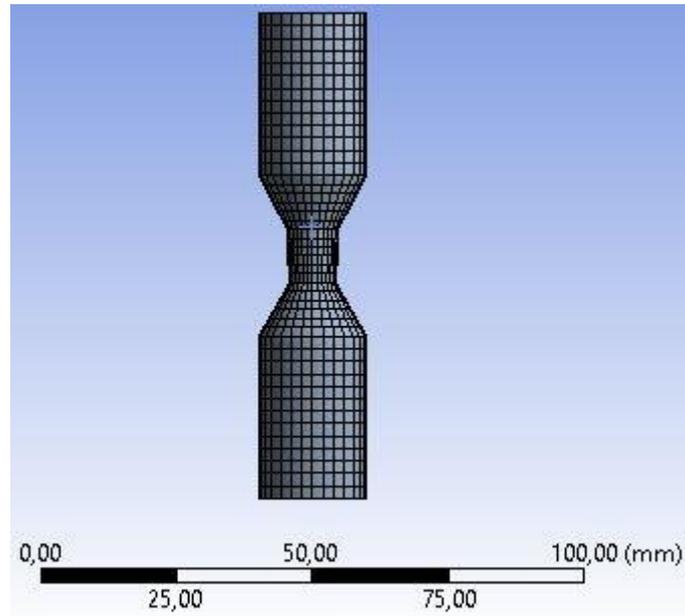


Figura 23. Malla completa del fusible.

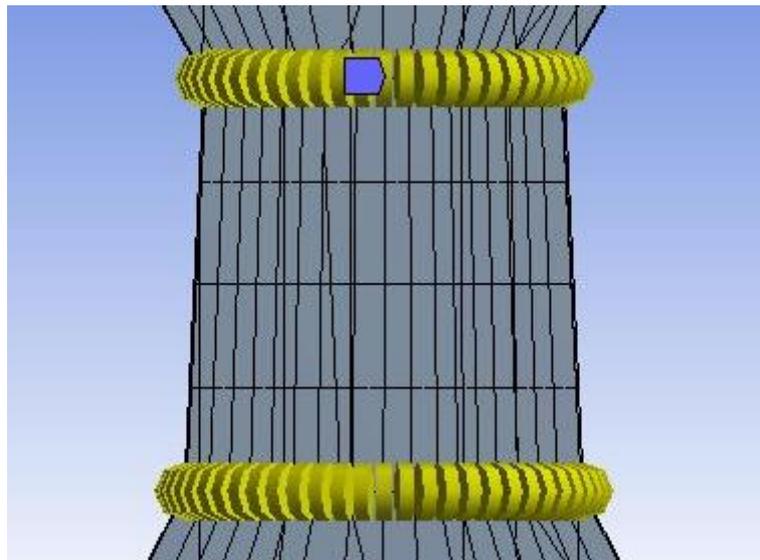


Figura 24. Detalle de malla de zona interna (en amarillo).

Con todo esto, se obtiene una malla que consta de 12304 nodos y dan lugar a 2772 elementos poligonales. Además, ANSYS Workbench se encarga de reparar los posibles errores de la malla en zonas críticas como podrían ser los bordes.

El siguiente paso, una vez definida la malla, es la imposición de las condiciones de contorno. En este caso, se trata de un fusible que se inserta dentro de otra pieza por lo que, para simplificar el caso de estudio, se considera que el fusible está fijo (como si fuera unión rígida con el suelo, 'fixed support') en su parte inferior. Sin embargo, en su

parte superior es donde actúan las fuerzas y los momentos, por lo que se definen estos por separado como fuerzas y momentos actuantes en una superficie y teniendo en cuenta las limitaciones de la balanza.

Estas limitaciones son las fuerzas y momentos máximos que puede soportar la balanza y se recogen en la siguiente tabla (Tabla 5):

F_x (N)	50
F_y (N)	50
F_z (N)	100
M_x (Nm)	5
M_y (Nm)	5
M_z (Nm)	5

Tabla 5. Fuerzas y momentos limitantes del fusible.

En la Figura 25 se aprecia la definición de las condiciones de contorno anteriormente mencionadas sobre el fusible:

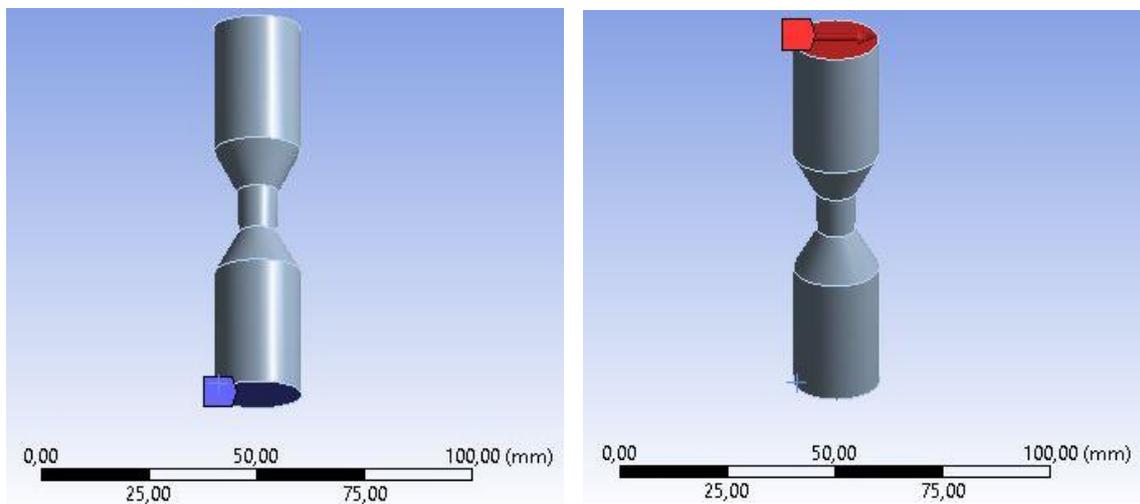


Figura 25. Condiciones de contorno (Morado: Fixed Support, Rojo: Fuerza 50N)

Para establecer las condiciones de contorno se ha obviado la fuerza en el eje Z, ya que, aunque a la balanza le pueden afectar fuerzas en la dirección negativa del eje Z, en el túnel de viento se miden, sobre todo, fuerzas en la dirección positiva de este eje Z (correspondientes a la sustentación). Además, la balanza está preparada para soportar fuerzas del doble de magnitud en el eje Z que en los ejes X e Y, por lo que se considera interesante simplificar los casos de estudio obviando las fuerzas en esta dirección, ya que no afectarán de forma negativa a la balanza.

No obstante, el peso máximo de la maqueta en parada será de 100 N, por lo que será necesario indicar que no se pueden colocar maquetas con un peso superior para no romper la balanza. Esto, sería equivalente a una maqueta con masa máxima de, aproximadamente, 10.2 kg.

Por último, es necesario definir las propiedades del material para aproximar las soluciones de la mejor forma posible a la realidad. En este caso, se busca un material que sea barato, ya que es un fusible que se romperá y habrá que cambiar con bastante frecuencia; pero a su vez también tiene que ser resistente (para sujetar el modelo) y fácil de trabajar a la hora de fabricarlo.

Con todo esto, se ha decidido seleccionar un plástico ‘PVC unplasticized’ que sea rígido, ya que engloba a la perfección las características definidas anteriormente y, además, presenta una tensión de rotura que es fácilmente alcanzable con este modelo de fusible, lo que asegura que se producirá la rotura al aplicar las fuerzas correspondientes. Entre otras, cabe destacar las siguientes características del material, que se observan en la Tabla 6:

Propiedad	Valor
Densidad	1390 (kg/m ³)
Tensión de rotura	4.67 E+07 (Pa)
Temperatura Máxima de uso	50 a 75 (°C)
Temperatura Mínima de uso	-30 (°C)

Tabla 6. Propiedades principales del ‘PVC unplasticized’.

A parte de las propiedades del material, también se han definido otras propiedades del estudio como son la temperatura ambiente (22 °C) o el sistema de unidades que se usa para la presentación de los resultados, que en este caso es el Sistema Internacional (kg, m, s, °C, A, N, V).

4.2.1.2.- CÁLCULO DE LA SOLUCIÓN

En este apartado se definen los distintos ensayos que se llevan a cabo, así como los criterios de cálculo y el tipo de ‘solver’ empleado.

En primer lugar, cabe destacar que se realiza un análisis estático para comprobar si el fusible rompe a las especificaciones de la balanza. A continuación, es necesario definir

en el 'Setup' cuáles son los resultados que se quieren obtener. En este caso, como se busca la rotura del fusible, es interesante obtener la Tensión Equivalente de Von Misses en la zona de rotura (para, posteriormente, ver si supera la tensión de rotura del material).

Por tanto, una vez definidos todos los parámetros del preproceso y establecidas las variables que se pretenden obtener, se procede al cálculo de la solución mediante análisis estático usando un 'Preconditioned conjugate gradient solver' (PCG), ya que asegura una rápida convergencia del método, con una tolerancia de convergencia de $1e-08$.

No obstante, el 'Preconditioned conjugate gradient solver' no es necesario para un problema tan pequeño. En este caso sería mucho más eficiente un solver directo. El hecho de usarlo no es erróneo, pero en este caso, se ha optado por este método de resolución porque se ha dejado el problema preparado para utilizar mallados más finos por si son necesarios a la hora de realizar la optimización.

4.2.1.3.- POSTPROCESO

Una vez obtenida la solución, se procede a un análisis de los resultados obtenidos. Al presionar el botón 'Solve' se obtiene una primera aproximación a los estados tensionales de cada caso de estudio, en concreto a las ya mencionadas 'Tensiones Equivalentes de Von Misses'.

En las Figuras sucesivas, se puede apreciar el estado tensional de la pieza original:

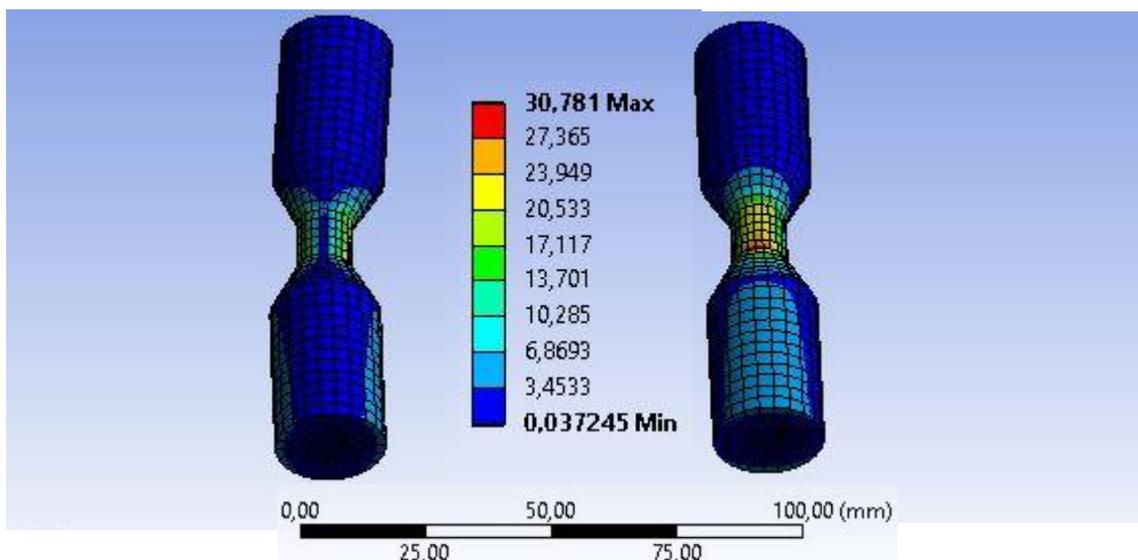


Figura 26. Estados tensionales de la geometría inicial para los casos de estudio F_x y F_y .

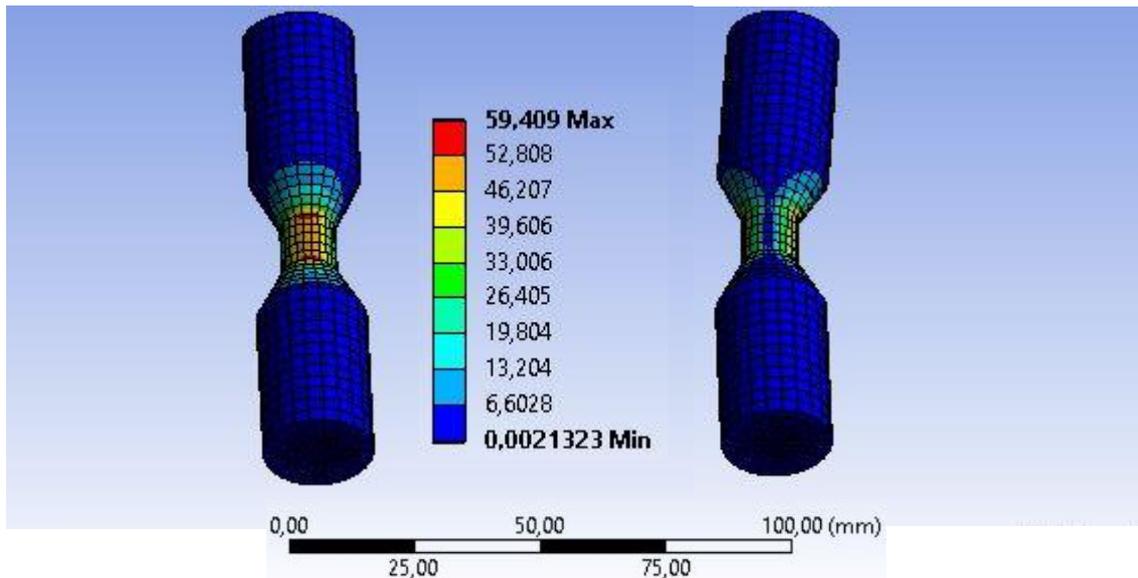


Figura 27. Estados tensionales de la geometría inicial para los casos de estudio M_x y M_y .

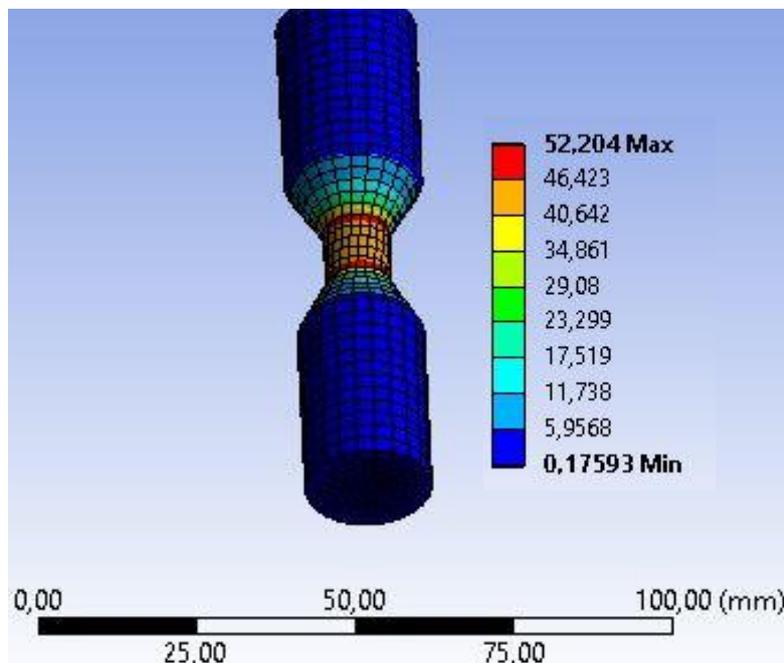


Figura 28. Estado tensional de la geometría inicial para el caso de estudio M_z .

Tal como se puede apreciar en las figuras, el estado tensional es diferente para cada uno de los casos de estudio y, en los casos de F_x y F_y no se supera la tensión de rotura del material, por lo que el fusible no sería efectivo al no cumplir la función para la cual se diseña.

Por tanto, la etapa del postproceso, más allá de obtener la solución y presentarla de una forma acorde al trabajo que se realiza, se centra en una optimización de la geometría para conseguir que las Tensiones Equivalentes de Von Mises para todos los casos estudiados sean superiores a la tensión de rotura del material.

Tal como se ha mencionado, para realizar este postproceso de los resultados, se emplea una optimización directa, ya que esta herramienta permite definir una función objetivo y modificar las variables que se han definido como 'Parameter' para ajustarse a este objetivo.

En el caso que se estudia, se han definido como 'Parameter' los dos puntos que se corresponden con los diámetros internos de la pieza (se aprecia en la Figura 29), de forma que el programa diseña un conjunto de experimentos en los que se modifican estos parámetros (siempre dentro de unos márgenes establecidos por el usuario) para ajustarse a la función objetivo que se ha definido.

En este caso, la función objetivo es que la Tensión Equivalente de Von Mises en la zona de rotura supere a la tensión de rotura del material para asegurar que el fusible funciona de forma correcta. Además, esto debe cumplirse para los 5 casos que se estudian, por lo que se van a modificar estos parámetros de forma que se consiga que todas las Tensiones Equivalentes de Von Mises para los 5 casos (F_x , F_y , M_x , M_y y M_z) superen la tensión de rotura del material. Cabe destacar que la Optimización se explicará con más detalle en el apartado 5.

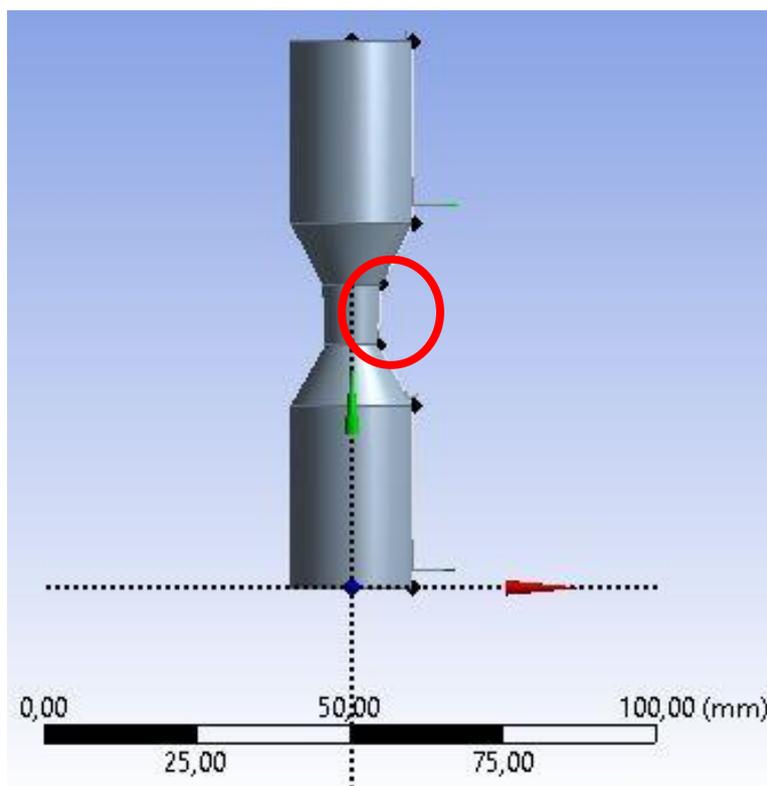


Figura 29. Puntos que se han definido como 'Parameter' en la optimización directa.

Una vez configurada la Optimización Directa, se genera una matriz con los diferentes experimentos que se realizan. En este caso se configura la Optimización con una función objetivo en la cual se busca una Tensión Equivalente de Von Mises igual o

superior a 47 MPa (ligeramente superior a la tensión de rotura) y se genera una matriz de 23 experimentos (cada uno de ellos con unos parámetros diferentes) de la cual se extraen 3 posibles candidatos.

El propio programa que realiza la Optimización Directa se encarga de seleccionar los 3 puntos candidatos que se aproximen mejor a la función objetivo, sin embargo, una vez obtenidos los 3 candidatos, es necesario comprobar de manera individual si cumplen con todos los criterios y elegir cuál es el mejor para implementarlo en la geometría y recalcular las soluciones que, esta vez, ya serán definitivas.

4.3.- SOLUCIÓN INICIAL OBTENIDA

Tal como se ha mencionado anteriormente, tras la realización de la Optimización Directa, se han obtenido 3 puntos candidatos y, tras comprobar de manera individual que en todos ellos se cumplen las condiciones, se ha escogido uno.

En concreto, se ha escogido el punto que, con el diámetro más pequeño cumplía con las especificaciones y, obviamente, con la función objetivo y se ha obtenido la siguiente geometría (Figura 30):

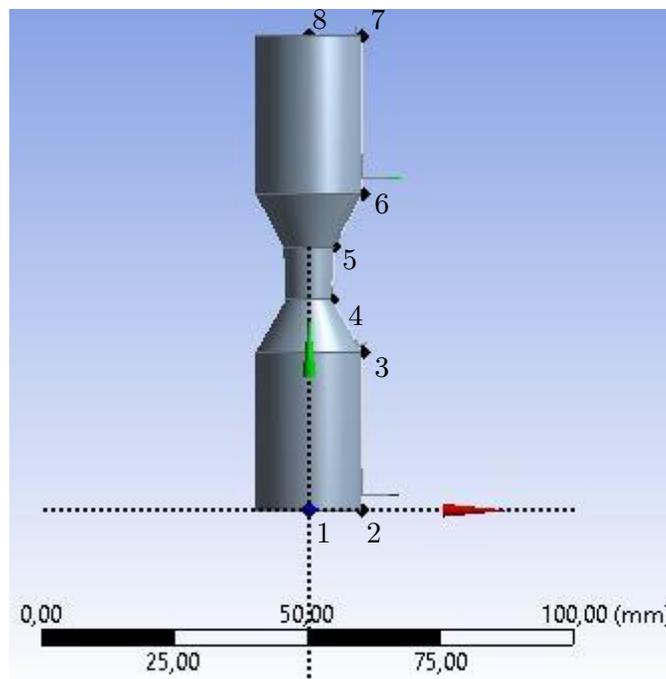


Figura 30. Geometría de la Solución Inicial Obtenida.

Cabe destacar que los parámetros que se han modificado con la Optimización Directa dan lugar a los siguientes radios internos:

Punto	Radio (mm)
Interno Inferior	4,3278
Interno Superior	4,8

Tabla 7. Dimensiones interiores de la solución inicial obtenida.

Por tanto, las dimensiones de la nueva geometría (en adelante, solución inicial) quedarían de la siguiente manera:

Punto	Coordenadas (X, Y, Z) (mm)
Punto 1	(0, 0, 0)
Punto 2	(0, 10, 0)
Punto 3	(0, 10, 30)
Punto 4	(0, 4.3278, 40)
Punto 5	(0, 4.8, 50)
Punto 6	(0, 10, 60)
Punto 7	(0, 10, 90)
Punto 8	(0, 0, 90)

Tabla 8. Dimensiones definitivas de la solución inicial.

Lo cual da lugar a una pieza con un diámetro máximo de 20 mm y una longitud máxima en el eje Z de 90 mm. Por tanto, se cumple con las especificaciones definidas en el apartado 3.4.

Una vez implementada la nueva geometría, se obtienen los siguientes resultados de Tensión Equivalente de Von Misses para los diferentes casos de estudio (F_x , F_y , M_x , M_y y M_z).

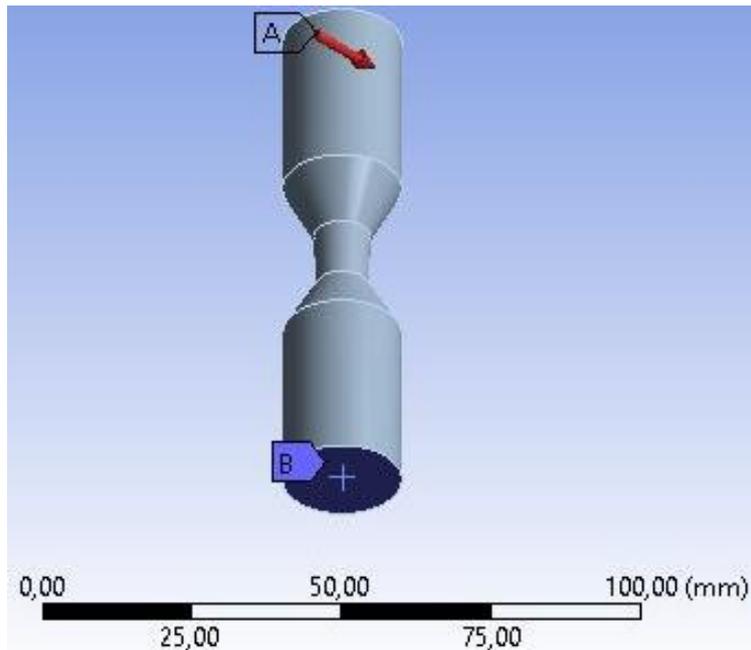


Figura 31. Caso de estudio Fx.

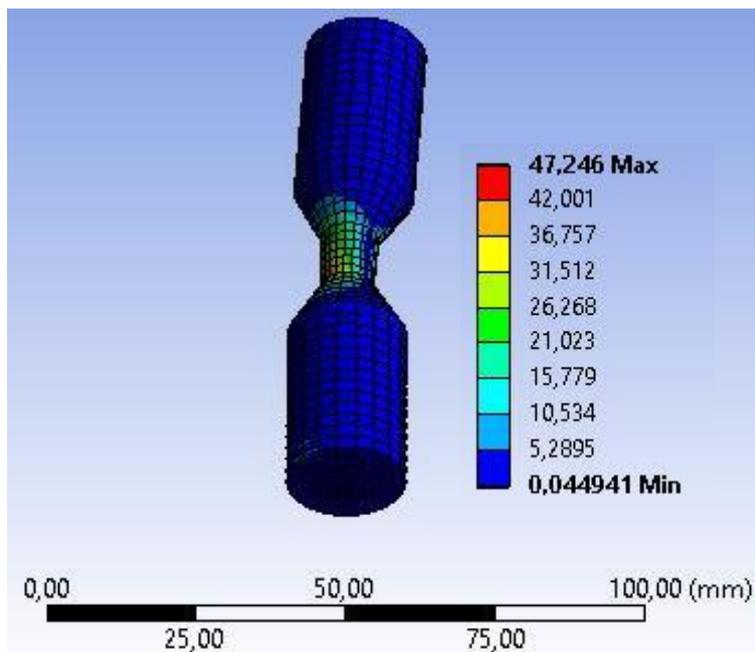


Figura 32. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Fx.

Antes de proseguir con la exposición de los resultados obtenidos, es necesario mencionar que, en primer lugar, se presenta el caso que se estudia y, a continuación, la solución obtenida para ese caso. También se aprecia que, al aplicar una fuerza en la dirección X, la pieza sufre una deformación en esa dirección, pero para el estudio que se está realizando, no es relevante la magnitud de la misma, por lo que solo se muestra como resultado la Tensión Equivalente de Von Misses.

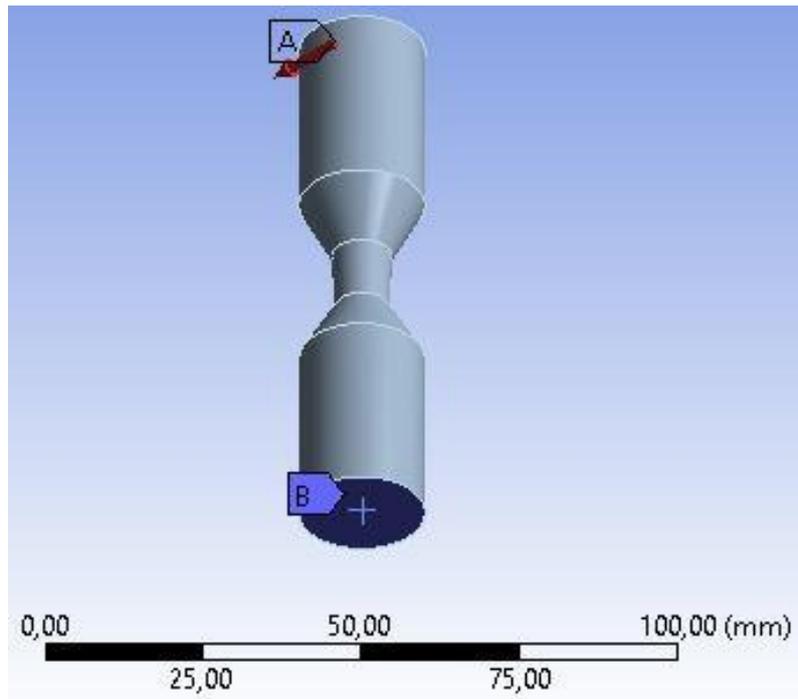


Figura 33. Caso de estudio F_y .

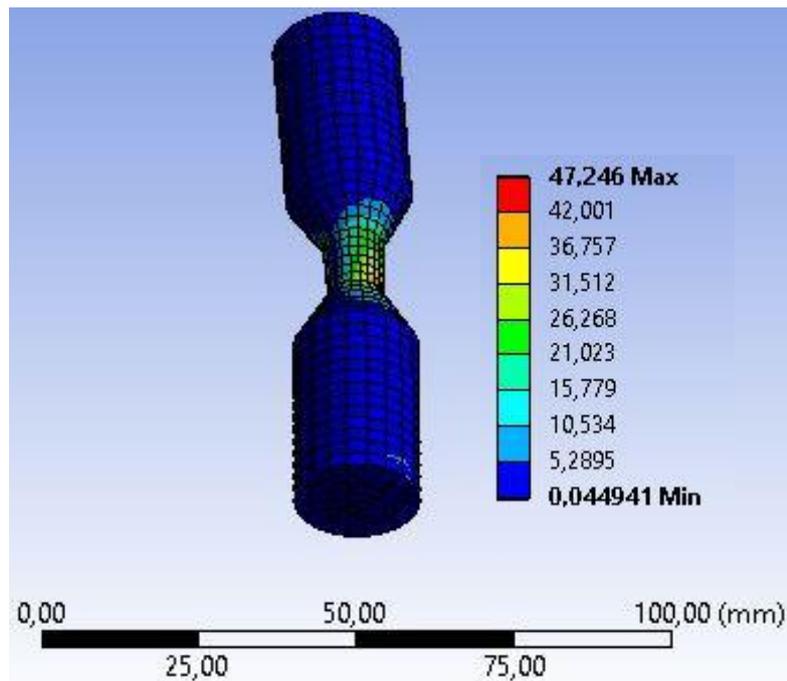


Figura 34. Tensión Equivalente de Von Mises para el Caso F_y .

Como era de esperar, al tratarse de un caso de estudio axisimétrico, los resultados de las Tensiones Equivalentes de Von Mises son iguales para los casos F_x y F_y .

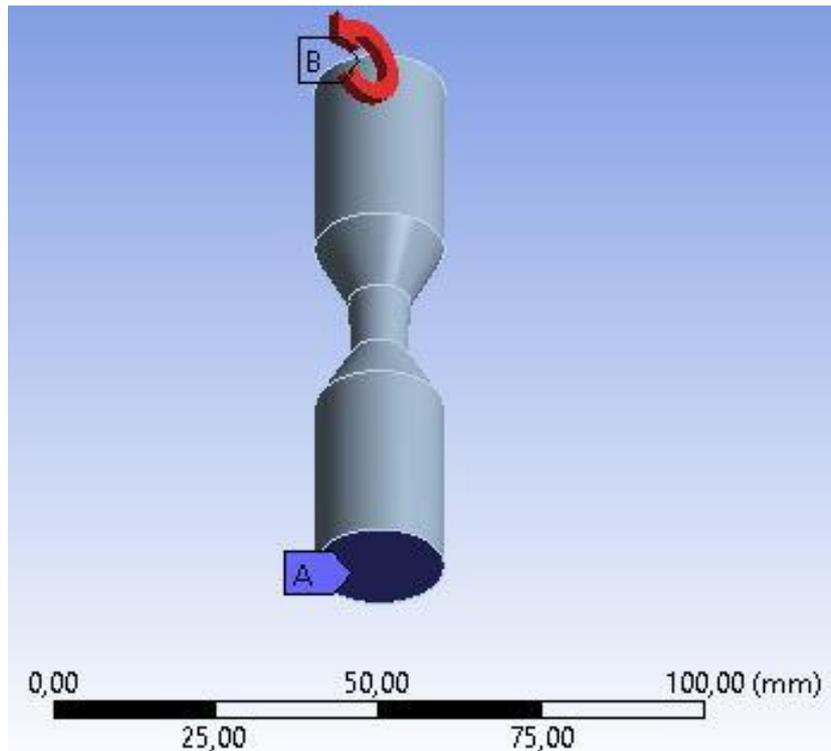


Figura 35. Caso de estudio M_x .

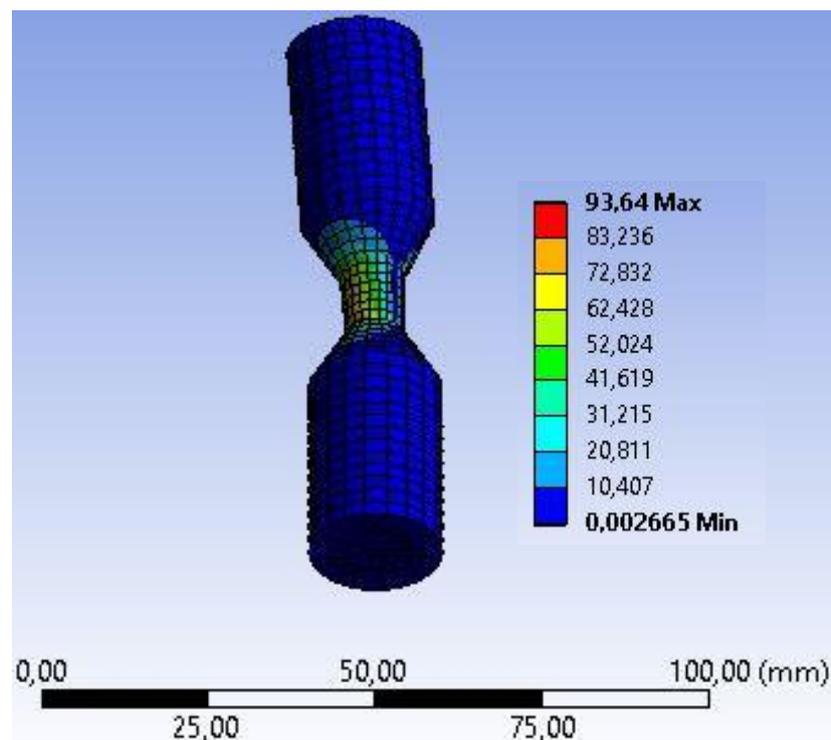


Figura 36. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso M_x .

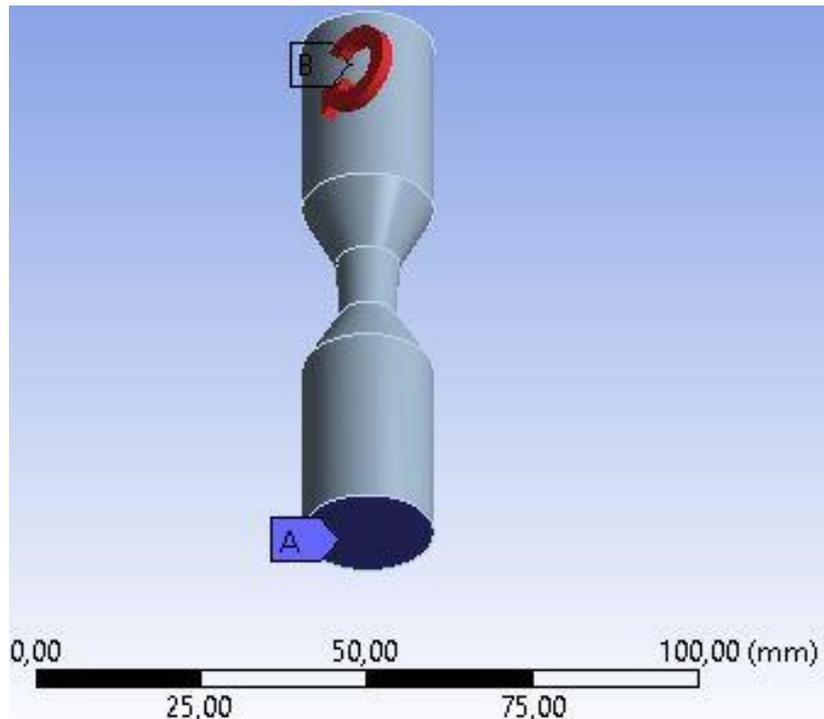


Figura 37. Caso de estudio M_y .

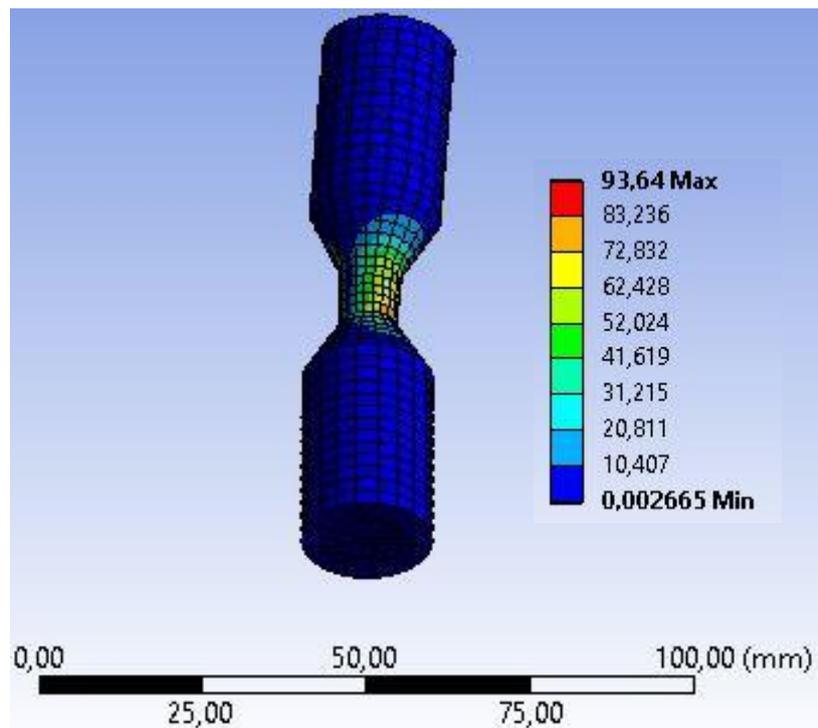


Figura 38. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso M_y .

Como era de esperar nuevamente, al tratarse de un caso de estudio axisimétrico, los resultados de las Tensiones Equivalentes de Von Misses son iguales para los casos M_x y M_y .

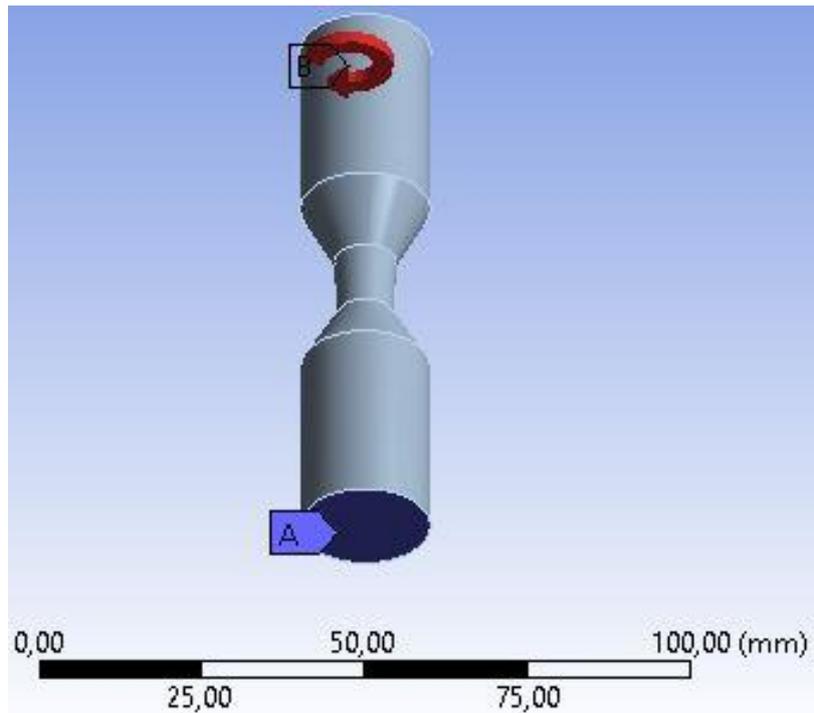


Figura 39. Caso de estudio Mz.

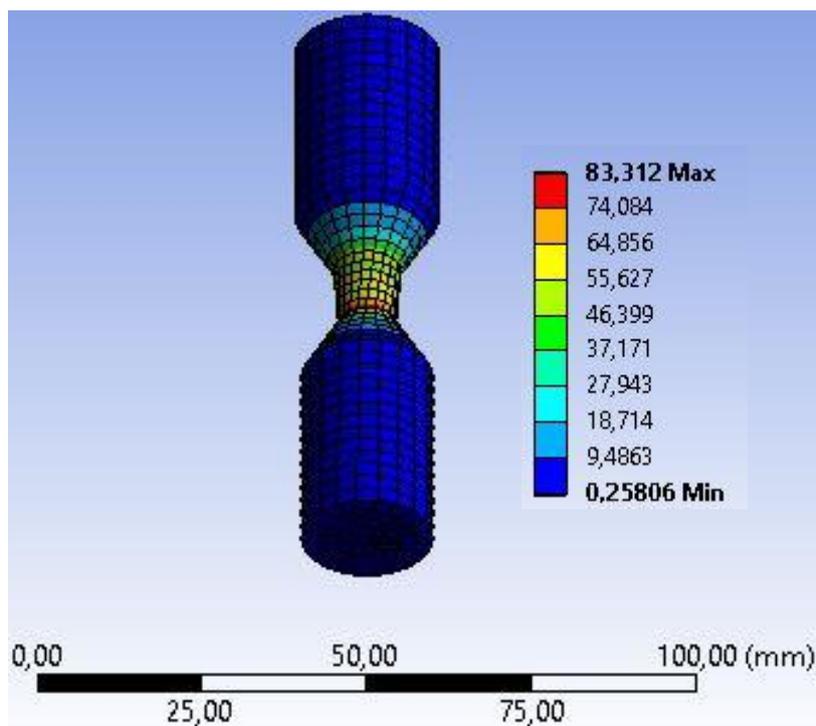


Figura 40. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Mz.

En el caso de estudio Mz, al aplicar un momento alrededor del eje longitudinal de la pieza, se aprecia que la rotura se produce por torsión en la zona estrecha de la pieza, lo cual concuerda con lo esperado. Además, se advierte en la Figura 37 que la rotura se produce en la zona de menor diámetro.

Por tanto, se pueden resumir los parámetros modificados para la geometría inicial y los resultados obtenidos en la siguiente tabla (Tabla 9):

Radio Interno Inferior (mm)	4,3278
Radio Interno Superior (mm)	4,8
Tensión de Von Misses Máxima para caso Fx (MPa)	47,246
Tensión de Von Misses Máxima para caso Fy (MPa)	47,246
Tensión de Von Misses Máxima para caso Mx (MPa)	93,641
Tensión de Von Misses Máxima para caso My (MPa)	93,641
Tensión de Von Misses Máxima para caso Mz (MPa)	83,312

Tabla 9. Resultados definitivos para la solución inicial.

Como conclusión para esta pieza, se observa que en todos los casos de estudio la Tensión Equivalente de Von Misses máxima para las especificaciones de la balanza supera la Tensión de Rotura del material (47 MPa), por lo que el fusible se rompería en caso de que las fuerzas aplicadas superasen las máximas fuerzas que soporta la balanza y, por consiguiente, cumple con la función para la cual ha sido diseñado.

4.2.2.1.- LIMITACIONES DE LA SOLUCIÓN INICIAL

Tal como se ha comentado anteriormente, en esta primera solución obtenida, el fusible cumple con la función para la cual ha sido diseñado. No obstante, este diseño presenta una serie de limitaciones que es necesario conocer antes de proseguir con el diseño definitivo.

En primer lugar, es destacable el hecho de que en los casos Fx y Fy la Tensión Equivalente de Von Misses que se obtiene es muy cercana a la de rotura del material, es decir, este diseño estaría optimizado para las Fuerzas en las direcciones X e Y, sin embargo, estos valores tan cercanos a la tensión de rotura no se obtienen al aplicar los Momentos máximos que soporta la balanza, por lo que sería necesario buscar algún otro diseño que optimizase estos valores para los casos en los que actúan los Momentos.

Esto significa que la pieza estaría reduciendo de forma drástica el rango de medidas de la balanza. Esto es, el fusible rompería en caso de que las fuerzas en dirección X e Y fueran de 50N (especificaciones de la balanza), pero rompería también mucho antes

de que los momentos en las direcciones X, Y y Z llegasen a los 5 N·m que puede medir, como máximo, la balanza.

Por tanto, se tiene un fusible que cumple con la función de evitar la rotura de la balanza pero que reduce el rango de medida de la misma, por lo que no es válido y hay que buscar una solución más optimizada.

Además, este estudio no tiene en cuenta la longitud de la varilla sobre la cual se inserta el modelo, por lo que las fuerzas y momentos aplicados no son exactamente los que se estudian en este primer diseño.

A pesar de esto, el fusible sigue cumpliendo la función de evitar la rotura de la balanza, pero el hecho de haber obviado la varilla recae directamente en el rango de medida de la balanza y, por tanto, incrementa aún más la necesidad de buscar un diseño más optimizado que, esta vez, sí tenga en cuenta la varilla.

5.- OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO

Tal como se ha mencionado en el apartado anterior, la solución inicial del fusible cuenta con algunas limitaciones que deben ser subsanadas para conseguir un funcionamiento óptimo de la pieza.

Antes de continuar con la optimización del diseño, es necesario aclarar que los pasos a seguir durante el preproceso de la optimización del diseño son los mismos que se han seguido durante el preproceso de la solución inicial.

En primer lugar, se decide considerar la longitud de la varilla para el diseño de la pieza. Este nuevo caso de estudio contará con la pieza inicial, de 90 mm de longitud, y una varilla de 150 mm de longitud.

Para simplificar el estudio, se decide alargar la pieza de la solución inicial hasta los 240 mm de longitud, ya que la zona de acople entre el fusible y la varilla queda suficientemente lejos de la zona de interés (zona de rotura del fusible) y, por tanto, no es relevante para el estudio. En consecuencia, se diseña una nueva geometría que cumpla con las especificaciones mencionadas en el apartado 3.4 y que no tenga en cuenta la zona de acople entre la varilla y el fusible, esto es, una sola pieza.

Además, se definen algunas variables como parámetros que serán modificados durante el estudio para conseguir que el diseño sea óptimo cuando se apliquen las diferentes Fuerzas y Momentos que actúan sobre el fusible.

De este modo, la geometría inicial para el estudio de la optimización del fusible queda de la siguiente manera (Figura 41):

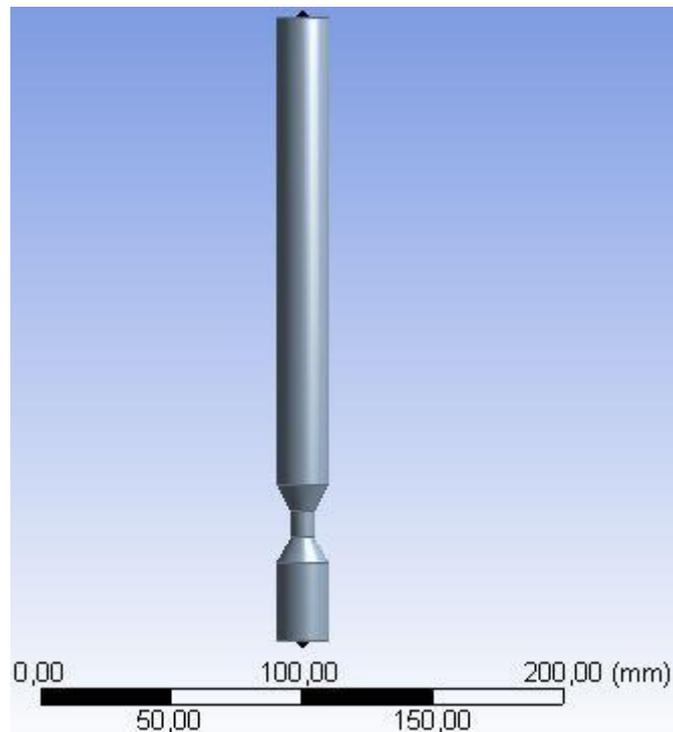


Figura 41. Geometría inicial para la optimización del diseño.

Una vez definida la geometría, se procede a seguir las distintas etapas del preproceso. El primer paso será el mallado, que en este caso se genera de la misma forma que la solución inicial, con tres zonas de mallado diferentes.

La primera zona, más alejada de la sección crítica, con elementos de 3 mm (baja precisión y bajo coste computacional); la segunda zona con elementos de 2 mm (mayor precisión, cerca de la zona crítica) y, por último, un mallado todavía más preciso en los bordes de la zona más estrecha, con elementos de 1 mm.

Todo esto da lugar a una malla que consta de 7868 nodos y dan lugar a 4254 elementos poligonales suavizados de forma automática por el propio programa.

Una vez realizado el mallado, se procede a la imposición de las condiciones de contorno y a la definición de las propiedades del material, así como otras propiedades del estudio, de la misma forma que se ha explicado en el apartado 4.2.1.1, ya que estas no cambian a la hora de realizar la optimización.

Acto seguido, se calcula la solución (Tensiones Equivalentes de Von Misses) en la zona crítica y se realiza el post-procesado de los resultados, que esta vez se lleva a cabo mediante una optimización paramétrica con ayuda de un Diseño de Experimentos (DOE, ‘Design of Experiments’) que se explica en la siguiente sección.

5.1.- DISEÑO DE EXPERIMENTOS (DOE)

En este apartado se explica en qué consiste el Diseño de Experimentos (DOE) al mismo tiempo que se detallan los pasos que se han seguido para llegar hasta la solución buscada.

El Diseño de Experimentos es una herramienta que se utiliza para llevar a cabo una optimización paramétrica, que permite obtener la combinación de parámetros de entrada o variables de diseño que maximice el rendimiento del producto, en este caso, se pretende conseguir la optimización del fusible para todas las Fuerzas y Momentos aplicados.

5.1.1.- PRESENTACIÓN DE LAS VARIABLES

El primer paso del Diseño de Experimentos (DOE) es la definición de las variables y de las respuestas (‘inputs’ y ‘outputs’). En el caso que se estudia, se definen como variables las coordenadas de los puntos de la pieza que pueden ser modificados para conseguir el objetivo y como respuesta la Tensión Equivalente de Von Misses en la zona de rotura del fusible.

A continuación, se presentan de forma más detallada las variables que se pueden modificar (relacionando las variables con las coordenadas de los puntos):

Punto	Coordenadas (X, Y, Z) (mm)
Punto 1	(0, 0, 0)
Punto 2	(0, 10, 0)
Punto 3	(0, 10, Dist1)
Punto 4	(0, Rad1, Rad2)

Punto 5	(0, Rad3, Rad4)
Punto 6	(0, 10, Dist2)
Punto 7	(0, 10, 240)
Punto 8	(0, 0, 240)

Tabla 10. Variables que se pueden modificar para realizar la optimización.

Una vez definidas las variables y las respuestas ('Parameter Set') es momento de seleccionar el tipo de Diseño de Experimentos que se lleva a cabo, en este caso, es 'Response Surface', por lo que la vista principal de ANSYS Workbench queda de la siguiente forma (Figura 42):

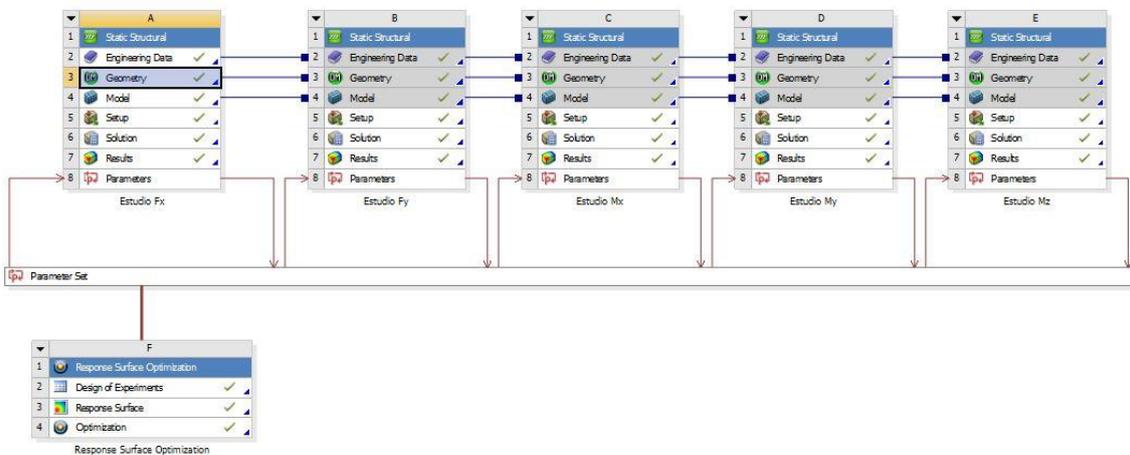


Figura 42. Disposición de los elementos en la vista principal de ANSYS Workbench.

5.1.2.- CONFIGURACIÓN DEL DISEÑO DE EXPERIMENTOS (DOE)

El siguiente paso es la configuración del Diseño de Experimentos. En esta parte del proceso se puede seleccionar el tipo de Diseño de Experimentos, así como establecer los límites superiores e inferiores entre los que se va a mover la variable que se pretende modificar para la optimización de la pieza.

Entre los diferentes tipos de Diseño de Experimentos, el propio ANSYS sugiere usar el 'Latin Hypercube Sampling' (LHS) o el 'Optimal Space Filling' en los cuales el usuario define los puntos a estudiar. Estos métodos ofrecen la ventaja de que el número de experimentos es independiente del número de parámetros.

Otro método (más avanzado) es el 'Sparse Grid', en el cual solo se estudian unos pocos puntos y se van añadiendo más conforme aparezca la solución, lo cual permite

ahorrar tiempo ya que se evita el estudio de puntos que ‘a priori’ se sabe que no van a ser viables. Este método tiene un efecto similar al ‘Kriging with auto-refinement’.

Por último, existe el ‘Central Composite Design’ (CCD), el cual requiere un gran número de experimentos para un número de variables relativamente bajo, pero proporciona una solución muy exacta.

En este caso, como el usuario no pretende definir los puntos, sino que sea el propio programa el que optimice la solución, ni tampoco se sabe qué puntos no van a ser viables, se usa el ‘Central Composite Design’ (CCD). Además, el número de variables no es excesivamente elevado, por lo que se ha consolidado como la mejor opción.

En la Figura 43 se puede observar como queda la configuración del DOE:

	A	B
1	Property	Value
2	[-] Design Points	
3	Preserve Design Points After DX Run	<input type="checkbox"/>
4	[-] Failed Design Points Management	
5	Number of Retries	0
6	[-] Design of Experiments	
7	Design of Experiments Type	Central Composite Design ▼
8	Design Type	Auto Defined ▼

Figura 43. Configuración del Diseño de Experimentos.

En esta Figura se observa también que los Puntos de Diseño no se conservan si se reinicia el Diseño de Experimentos y que, en caso de aparecer un error en un punto, este punto no se vuelve a estudiar.

Por último, es necesario establecer los límites superiores e inferiores entre los que se pueden modificar los parámetros, de forma que la matriz de Diseño de Experimentos no sea excesivamente grande. Para realizar esto, se ha empezado con márgenes grandes (± 1 mm) y se ha ido reduciendo para afinar con la solución más optimizada posible.

5.1.3.- FUNCIÓN OBJETIVO

Los resultados del Diseño de Experimentos se pueden utilizar para crear una Superficie de Respuesta que permite optimizar la pieza en cuestión.

En el caso que se estudia, se ha escogido una ‘Standard Response Surface’ ya que es un método que utiliza una superficie polinómica para ajustar los datos. Además, este es el método que menos capacidad computacional necesita. No obstante, es un método que se debe utilizar cuando se tiene una gran cantidad de datos, como es el caso que se estudia.

Es importante mencionar que existen también otros métodos para generar superficies de respuesta como son: Kriging, ‘Non-parametric Regression’, ‘Neural Network’ o ‘Sparse Grid’, pero en este caso no se han utilizado porque comportan un coste computacional excesivo para unos cambios poco significativos en la solución final.

Una vez escogido el tipo de Superficie de Respuesta, es momento de escoger cuáles son los parámetros que se van a estudiar. En este caso, se ha escogido la búsqueda de Máximos y Mínimos, de forma que se obtienen las Tensiones Equivalentes de Von Misses máximas y mínimas para cada nueva geometría.

Una vez configurada la superficie de respuesta, se procede a la optimización de los resultados mediante la definición de una Función Objetivo (multi-objetivo).

En este caso, se pretende que, para cada Fuerza y Momento aplicado, la Tensión Equivalente de Von Misses Máxima sea superior a la Tensión de Rotura del material, por tanto, la optimización quedará de la forma siguiente:

Parámetro	Objetivo		Restricción	
	Tipo	Blanco (MPa)	Tipo	Límite Inferior (MPa)
Tensión Equivalente Máxima para Caso Fx	Buscar Blanco	47	Valores \geq Límite Inferior	47
Tensión Equivalente Máxima para Caso Fy	Buscar Blanco	47	Valores \geq Límite Inferior	47
Tensión Equivalente Máxima para Caso Mx	Buscar Blanco	47	Valores \geq Límite Inferior	47
Tensión Equivalente Máxima para Caso My	Buscar Blanco	47	Valores \geq Límite Inferior	47
Tensión Equivalente Máxima para Caso Mz	Buscar Blanco	47	Valores \geq Límite Inferior	47

Tabla 11. Funciones correspondientes a la Optimización.

Cabe destacar que la búsqueda previa de máximos y mínimos de Tensión Equivalente de Von Misses es un paso necesario para poder aplicar la Función Objetivo a la Tensión Máxima. Si esto no se hiciera como se ha comentado, tan solo se podría obtener la Tensión Media, lo cual no sería correcto en este caso de estudio en el que se busca la rotura de la pieza.

Esto mismo se puede visualizar de la forma en la que se observa en el entorno de ANSYS Workbench (Figura 44):

Table of Schematic F4: Optimization									
	A	B	C		D	E		F	G
1	Name	Parameter	Objective		Constraint				
2			Type	Target	Type	Lower Bound	Upper Bound		
3	Seek P5 = 47 MPa; P5 >= 47 MPa	P5 - Equivalent Stress Maximum	Seek Target	47	Values >= Lower Bound	47			
4	Seek P10 = 47 MPa; P10 >= 47 MPa	P10 - Equivalent Stress Maximum	Seek Target	47	Values >= Lower Bound	47			
5	Seek P11 = 47 MPa; P11 >= 47 MPa	P11 - Equivalent Stress Maximum	Seek Target	47	Values >= Lower Bound	47			
6	Seek P12 = 47 MPa; P12 >= 47 MPa	P12 - Equivalent Stress Maximum	Seek Target	47	Values >= Lower Bound	47			
7	Seek P13 = 47 MPa; P13 >= 47 MPa	P13 - Equivalent Stress Maximum	Seek Target	47	Values >= Lower Bound	47			

Figura 44. Configuración de la Optimización.

Se puede observar que se busca el objetivo de conseguir que la Tensión Equivalente de Von Misses Máxima sea igual a la Tensión de Rotura del material con la restricción de que estos valores sean superiores a la propia Tensión de Rotura. Una vez conseguido esto, se busca que la diferencia entre los valores de Tensión Máxima de Von Misses sea lo más pequeña posible.

En teoría, se busca conseguir que esta diferencia sea 0, es decir, que todos los casos de estudio presenten la misma Tensión Equivalente de Von Misses Máxima, lo que da lugar a la pieza más optimizada posible.

$$Max(\sigma_{F_x, F_x, F_x, F_x, F_x}) - Min(\sigma_{F_x, F_x, F_x, F_x, F_x}) = 0$$

5.2.- PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

Tal como se ha mencionado en el caso de la Solución Inicial, tras la realización del Diseño de Experimentos y la Optimización Directa, se han obtenido 3 puntos candidatos y, tras comprobar de manera individual que se cumplen las condiciones, se ha escogido uno de ellos.

En concreto, se ha escogido el punto que cumplía con las especificaciones de la Función Objetivo y que conseguía las mínimas diferencias entre las respuestas obtenidas para las Fuerzas y Momentos aplicados (Figura 45):

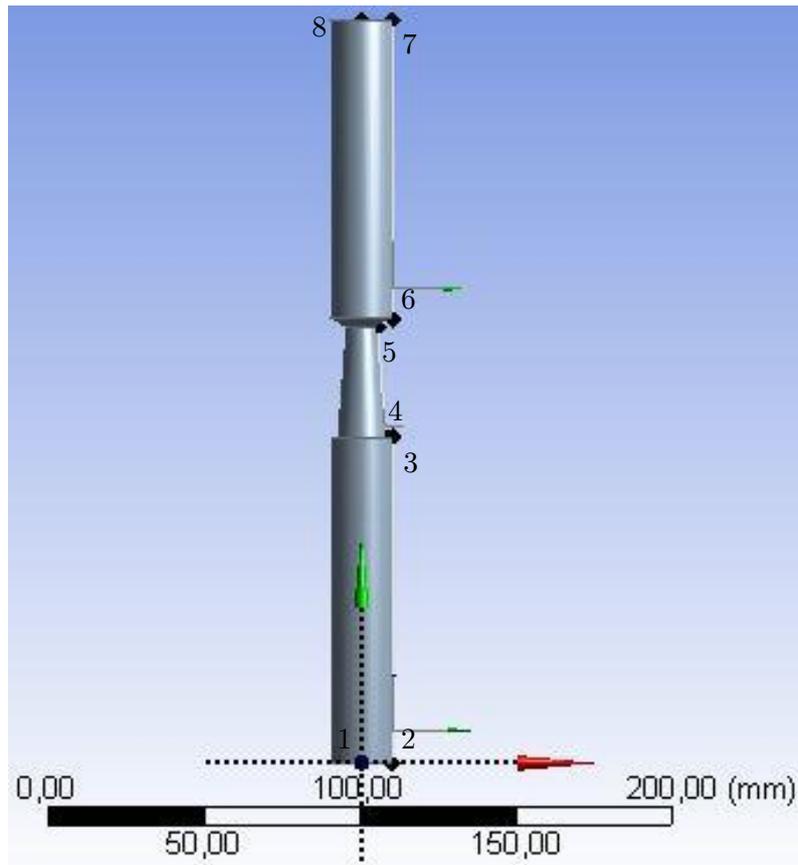


Figura 45. Geometría de la Solución Optimizada.

Cabe destacar que los parámetros que se han modificado con el Diseño de Experimentos y la Optimización Directa dan lugar a los siguientes resultados:

Punto	Radio (mm)
Dist1	105,39
Rad1	7,83
Rad2	105,18
Rad3	5,05
Rad4	140,86
Dist2	143,72

Tabla 12. Dimensiones interiores de la Solución Optimizada obtenida.

Por tanto, las dimensiones de la nueva geometría (Solución Optimizada) quedarían de la siguiente manera (Tabla 13):

Punto	Coordenadas (X, Y, Z) (mm)
Punto 1	(0, 0, 0)
Punto 2	(0, 10, 0)
Punto 3	(0, 10, 105.39)
Punto 4	(0, 7.83, 105.18)
Punto 5	(0, 5.05, 140.86)
Punto 6	(0, 10, 143.72)
Punto 7	(0, 10, 240)
Punto 8	(0, 0, 240)

Tabla 13. Dimensiones definitivas de la Solución Optimizada.

Lo cual da lugar a una pieza con un diámetro máximo de 20 mm y una longitud máxima en el eje Z de 240 mm. Por tanto, se cumple con las especificaciones definidas en el apartado 3.4.

Una vez implementada la nueva geometría, se obtienen los siguientes resultados de Tensión Equivalente de Von Mises para los diferentes casos de estudio (Fx, Fy, Mx, My y Mz).

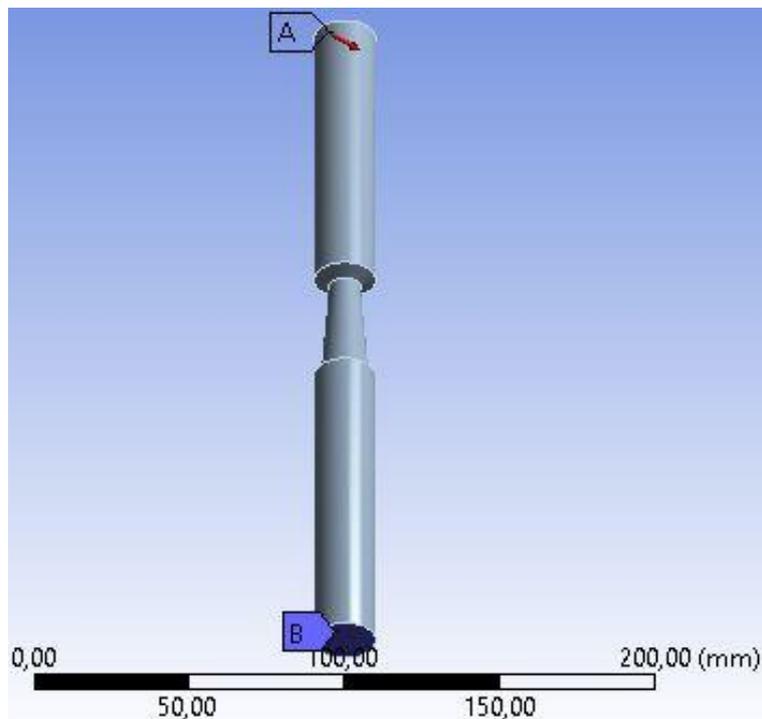


Figura 46. Caso de estudio Fx.

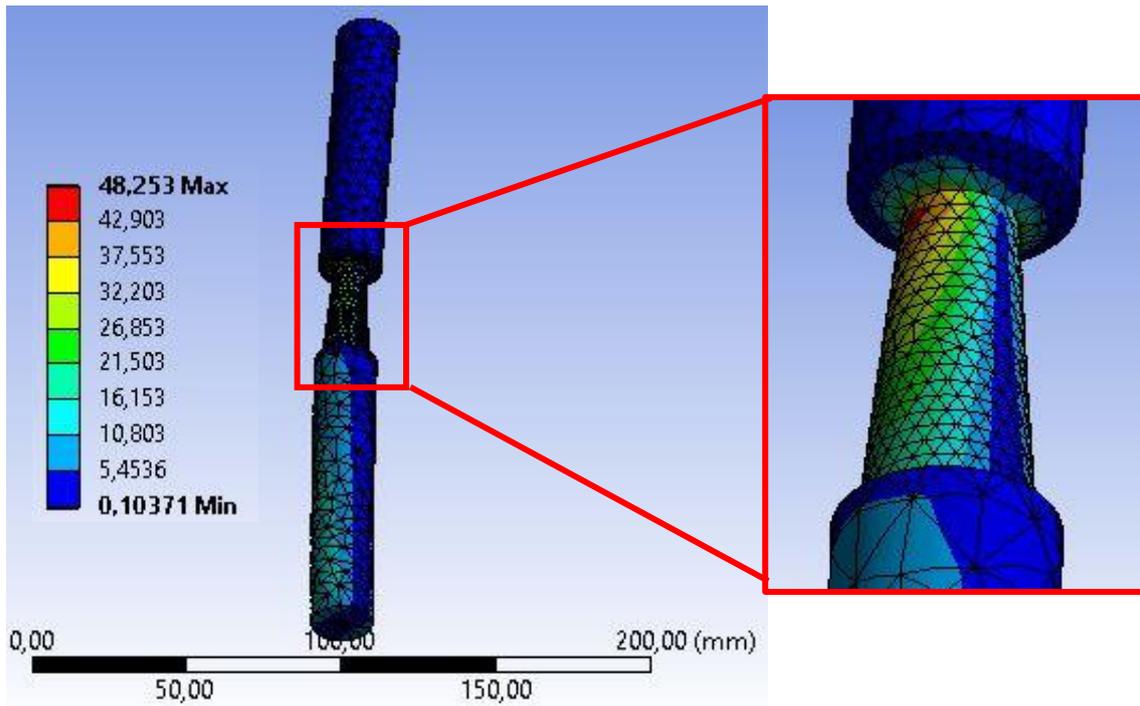


Figura 47. Tensión Equivalente de Von Mises para el Caso Fx.

Antes de proseguir con la exposición de los resultados obtenidos, es necesario mencionar que, en primer lugar, se presenta el caso que se estudia y, a continuación, la solución obtenida para ese caso. También se aprecia que, al aplicar una fuerza en la dirección X, la pieza sufre una deformación en esa dirección, pero para el estudio que se está realizando, no es relevante la magnitud de la misma, por lo que solo se muestra como resultado la Tensión Equivalente de Von Mises.

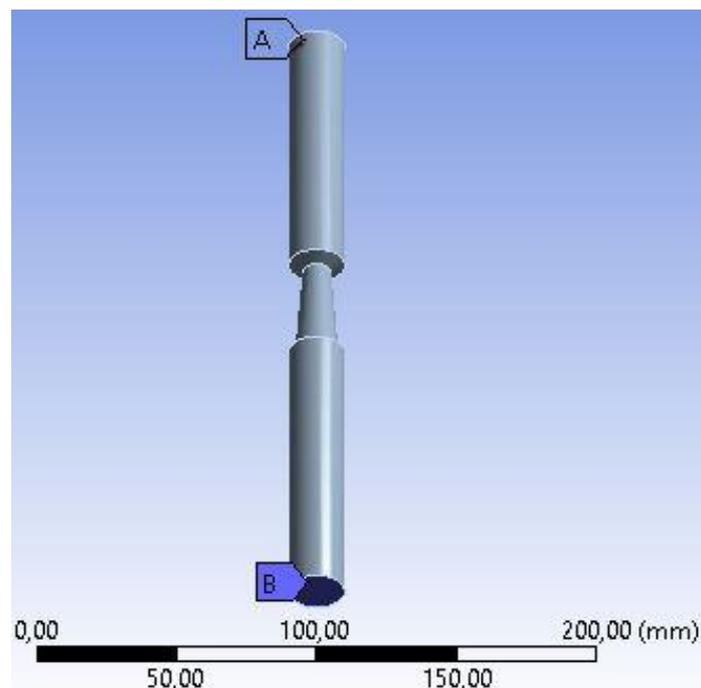


Figura 48. Caso de estudio Fy.

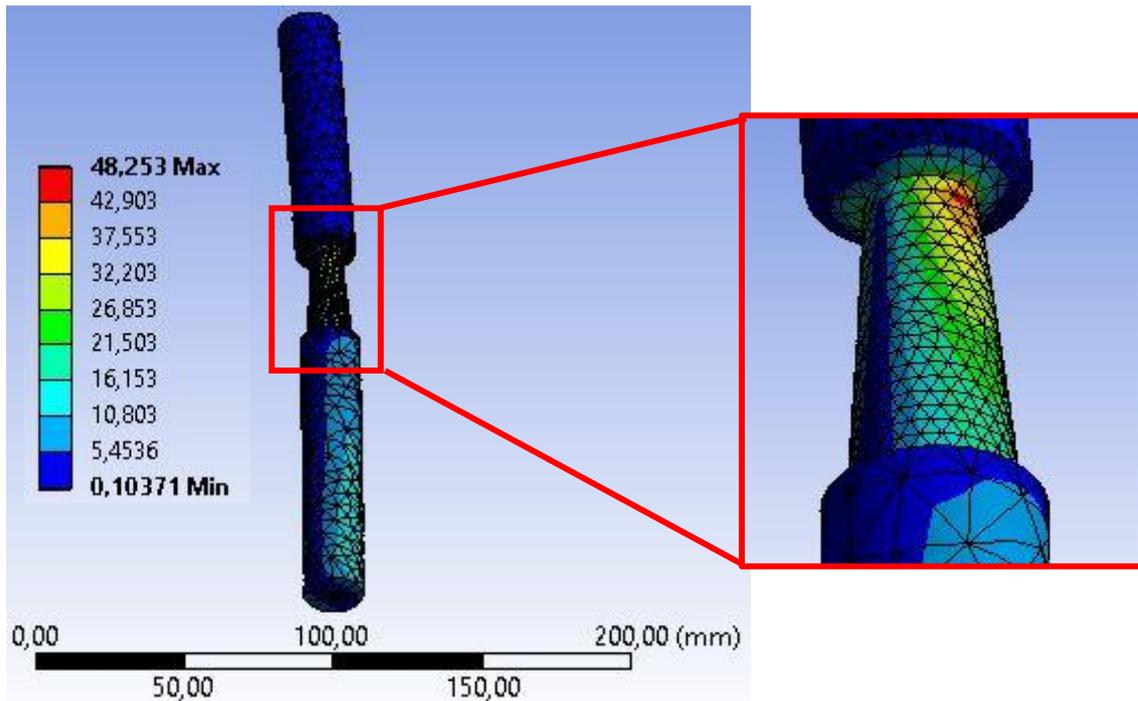


Figura 49. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Fy.

Como era de esperar, al tratarse de un caso de estudio axisimétrico, los resultados de las Tensiones Equivalentes de Von Misses son iguales para los casos Fx y Fy. En la vista detallada de ambos (Fx y Fy) se aprecia como la rotura se produce por la parte superior de la zona estrecha (la más cercana a la zona de aplicación de las fuerzas y momentos).

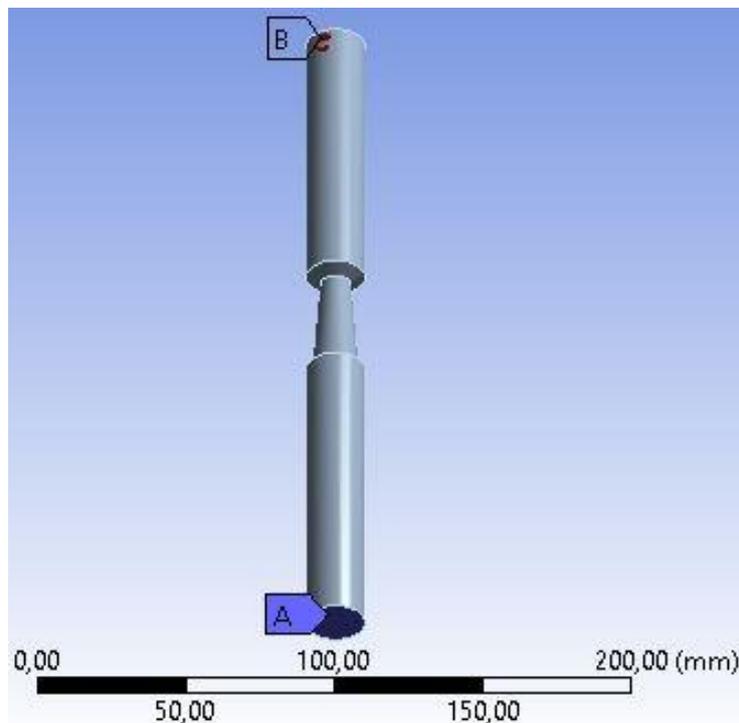


Figura 50. Caso de estudio Mx.

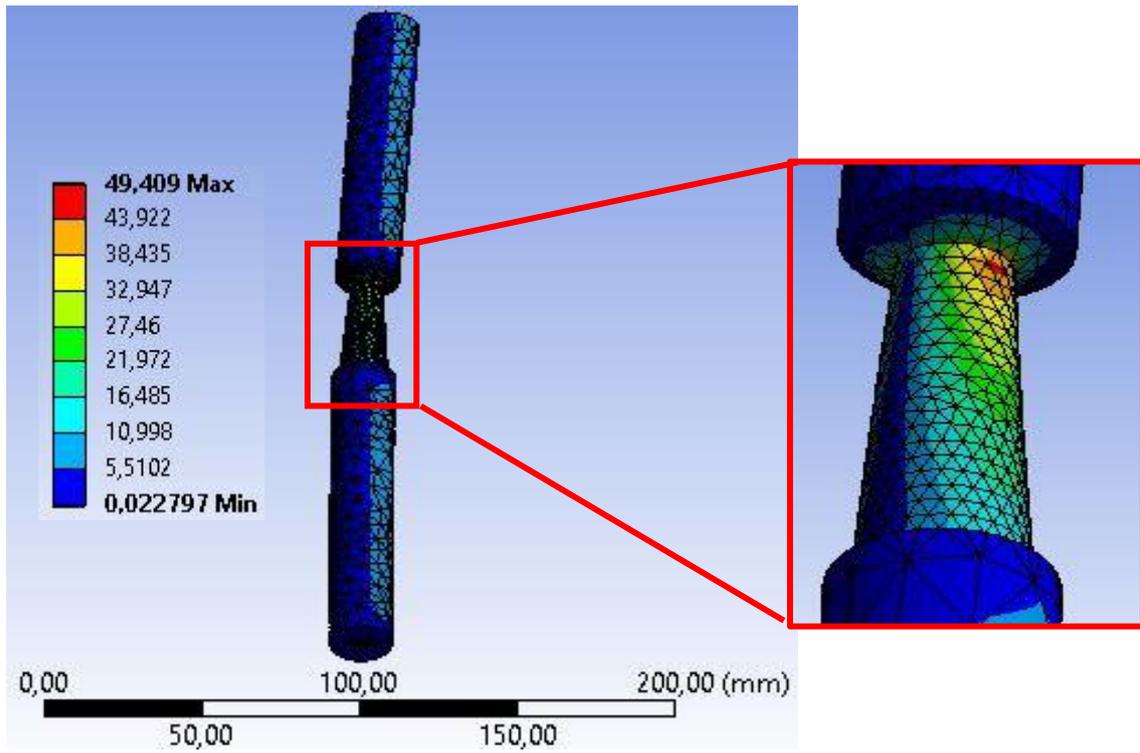


Figura 51. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso M_x .

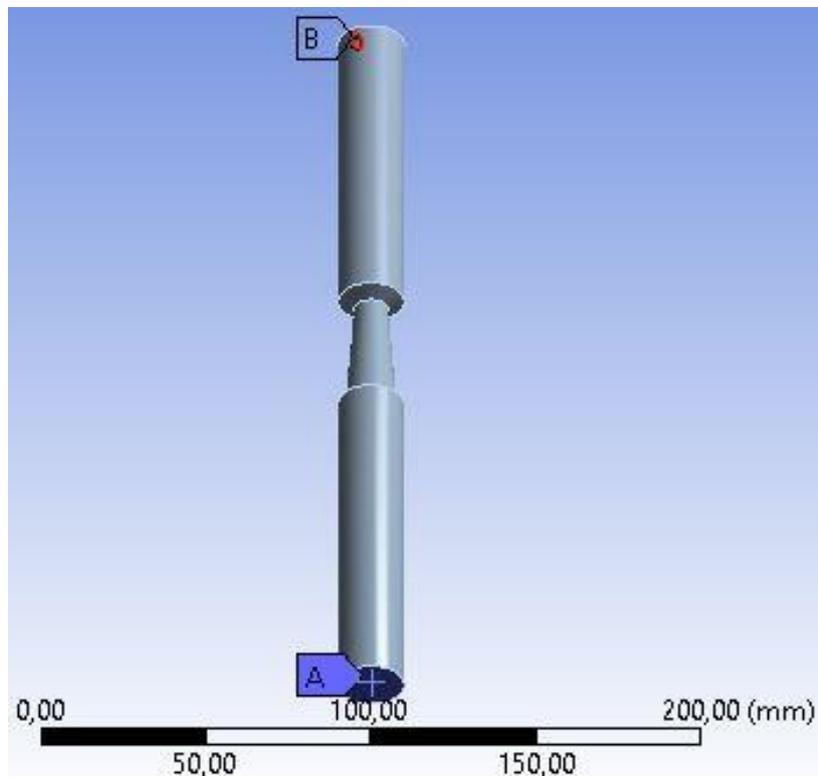


Figura 52. Caso de estudio M_y .

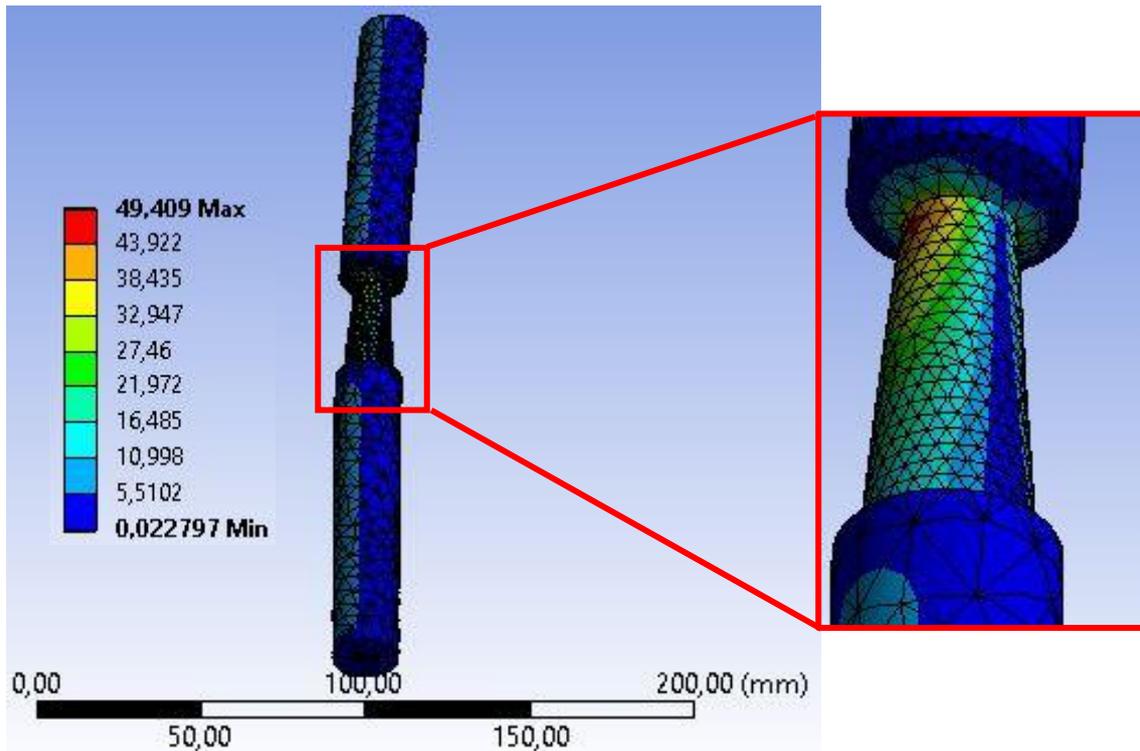


Figura 53. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso M_y .

Como era de esperar nuevamente, al tratarse de un caso de estudio axisimétrico, los resultados de las Tensiones Equivalentes de Von Misses son iguales para los casos M_x y M_y .

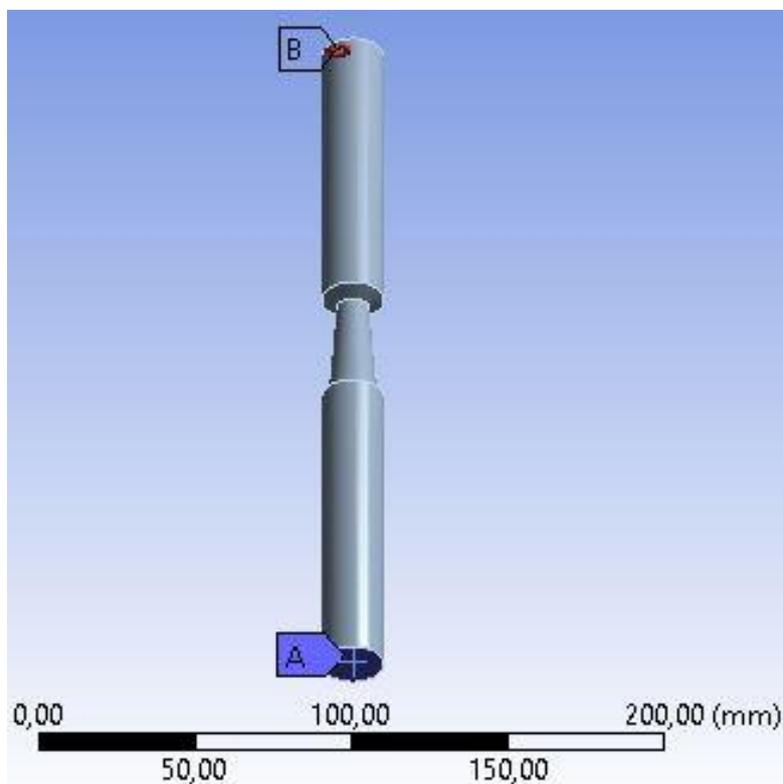


Figura 54. Caso de estudio M_z .

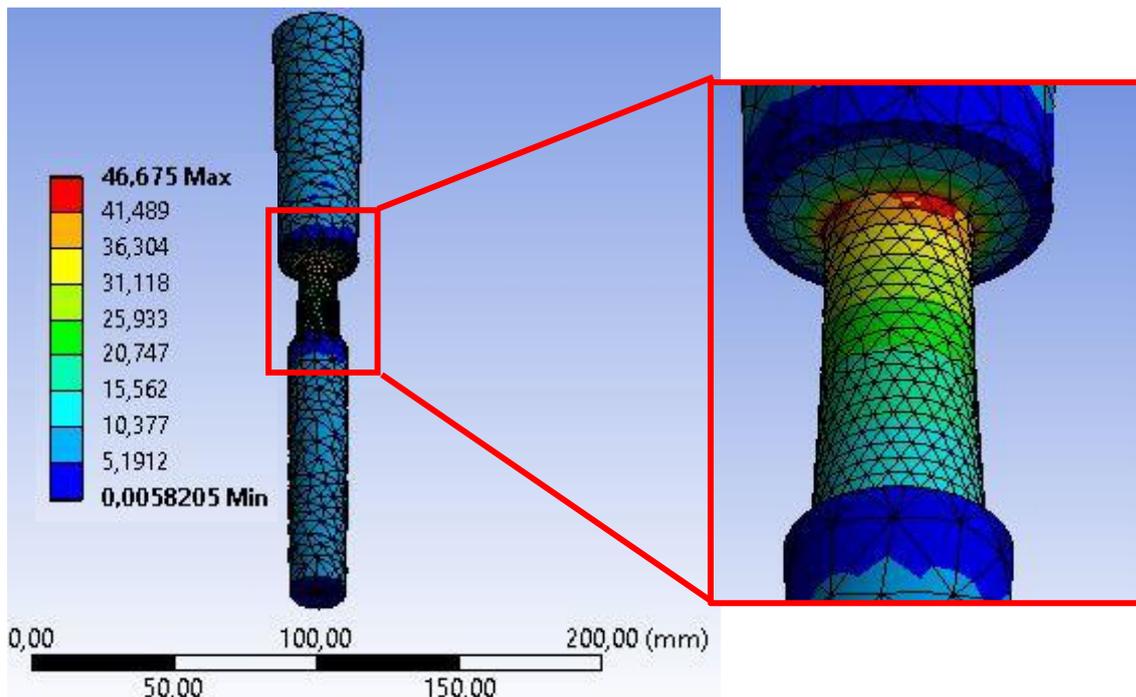


Figura 55. Tensión Equivalente de Von Misses para el Caso Mz.

En el caso de estudio Mz, al aplicar un momento alrededor del eje longitudinal de la pieza, se aprecia que la rotura se produce por torsión en la zona estrecha de la pieza, lo cual concuerda con lo esperado. Además, se advierte en la Figura 37 que la rotura se produce en la zona de menor diámetro, esto es, la parte superior de la zona estrecha.

Por tanto, se pueden resumir los parámetros modificados para la geometría inicial y los resultados obtenidos en la siguiente tabla (Tabla 14):

Dist1 (mm)	105,39
Rad1 (mm)	7,83
Rad2 (mm)	105,18
Rad3 (mm)	5,05
Rad4 (mm)	140,86
Dist2 (mm)	143,72
Tensión de Von Misses Máxima para caso Fx (MPa)	48,253
Tensión de Von Misses Máxima para caso Fy (MPa)	48,253
Tensión de Von Misses Máxima para caso Mx (MPa)	49,409

Tensión de Von Misses Máxima para caso My (MPa)	49,409
Tensión de Von Misses Máxima para caso Mz (MPa)	46,675

Tabla 14. Resultados definitivos para la Solución Optimizada.

Antes de proseguir con la conclusión sobre los resultados obtenidos, cabe mencionar que en el caso de estudio Mz, la Tensión Equivalente de Von Misses Máxima es inferior a 47 MPa. No obstante, se ha considerado como una solución válida ya que, en realidad, la Tensión de Rotura del material es de 46,67 MPa.

Como conclusión para esta pieza, se observa que en todos los casos de estudio la Tensión Equivalente de Von Misses máxima para las especificaciones de la balanza supera la Tensión de Rotura del material, por lo que el fusible se rompería en caso de que las fuerzas aplicadas superasen las máximas fuerzas que soporta la balanza y, por consiguiente, cumple con la función para la cual ha sido diseñado.

5.3.- LIMITACIONES

El diseño que se ha obtenido es un diseño optimizado para todas las fuerzas y momentos aplicados. No obstante, presenta una serie de limitaciones que pueden ser subsanadas en trabajos futuros.

La primera de ellas es la modelización de la varilla, ya que, en este caso, para simplificar los cálculos se ha considerado como una extensión del propio fusible. Aunque se ha estudiado previamente que no afectaría a la zona de rotura ni a las tensiones máximas, es interesante observar cómo varían las distribuciones a lo largo y ancho del fusible.

La segunda de ellas son los agujeros en los cuales se insertaría la varilla, así como los agujeros para que el fusible se pueda insertar en la ‘pieza azul’ que lo une a la balanza. Nuevamente, estos agujeros no afectan al comportamiento del fusible, por estar suficientemente alejados de la zona de rotura, pero es interesante estudiar la distribución de las cargas y los valores de las tensiones máximas en zonas cercanas a estos puntos.

Pese a todo, el fusible optimizado cumple a la perfección con la función para la cual ha sido diseñado.

6.- CONCLUSIONES

Finalmente, en este capítulo se establecen una serie de conclusiones y valoraciones globales acerca de todo el trabajo que se ha llevado a cabo.

En primer lugar, cabe mencionar que este proyecto comenzó con la finalidad de diseñar un fusible que se acoplase a la balanza de precisión del túnel de viento y evitase la rotura de la misma.

A lo largo de este trabajo se ha procedido a un estudio de los diferentes túneles de viento y tipos de balanza. Una vez realizado el estudio se ha procedido a un análisis del tipo de balanza que existe actualmente en la Universitat Politècnica de València (UPV) y que ha sido diseñada por el alumno Andrés Cremades Botella. Posteriormente se ha iniciado una búsqueda sobre cuál sería el mejor diseño para el fusible y, finalmente, se ha diseñado, estudiado, optimizado y comprobado la pieza definitiva que cumplirá con la función de evitar la rotura de la balanza.

A grandes rasgos, se considera un proyecto que ha permitido un gran avance en el diseño final de la balanza. Se han establecido unas especificaciones concretas y se ha realizado el diseño en base a estas premisas.

Además, se ha centrado la atención en diseñar un fusible optimizado para todas las Fuerzas y Momentos aplicados, de forma que actúe de una forma prácticamente igual sea cual sea el esfuerzo que actúa.

Los resultados obtenidos son muy positivos, puesto que se han cumplido los objetivos que se plantean al principio del documento, de forma que este fusible pueda ser utilizado una vez se haya ensamblado la nueva balanza.

También es necesario destacar el hecho de que se ha obtenido una geometría muy simplificada y sencilla a la hora de construir, y que se han aplicado las simplificaciones y consideraciones necesarias para obtener unos resultados favorables sin necesitar tiempos y capacidad de cálculo excesivos, lo cual también es una optimización.

Por último, es importante resaltar la labor que se ha llevado a cabo en este proyecto ya que, el diseño y adaptación de una balanza como instrumento de precisión para un túnel de viento servirá como base para un gran número de estudios que se llevarán a cabo en el túnel de viento y que aprovecharán el nuevo material instrumental disponible.

7.- TRABAJOS FUTUROS

Tras la obtención de los resultados acerca de los distintos ensayos sobre el fusible, se pueden establecer distintas líneas de actuación de cara a establecer un prototipo final que cumpla con el objetivo de diseñar y adaptar una balanza como instrumento de precisión para el túnel de viento.

Como se indica al inicio de este trabajo, el desarrollo de un proyecto de estas características no es tarea sencilla y requiere de bastante trabajo y dedicación. Por ello, a continuación, se mostrarán las líneas de trabajo que se consideran importantes para la continuación del proceso de diseño final.

En primer lugar, es necesaria la construcción, tanto a escala como a tamaño real de la pieza. Aunque se ha consultado con el tornero la viabilidad de esta pieza y la respuesta ha sido favorable, es necesaria la comprobación.

En segundo lugar, el ensayo de la pieza real es una parte fundamental. Se tienen los resultados que se han obtenido con ANSYS Workbench, pero es necesaria la comprobación con modelos reales, para evitar la rotura de la balanza.

A continuación, es importante mencionar un estudio sobre la fatiga de la pieza. Aunque la función de la pieza es romperse para evitar la rotura de la propia balanza, esta va a estar sometida a fatiga, por lo que sería interesante conocer las fuerzas actuantes durante los estudios para poder establecer cada cuántos ciclos sería interesante sustituir el fusible, para así evitar una rotura que podría ser 'predecible' y tener que parar un ensayo a la mitad para cambiar el fusible.

Por último, se pretende construir una balanza con dos grados de libertad, esto es, el modelo no siempre estará colocado de forma perpendicular a la balanza, por lo que las fuerzas y momentos aplicados cambiarían si el modelo estuviese inclinado. Este fusible solo sería válido para el caso perpendicular, por lo que se abre una posible vía de estudio para trabajos futuros.

En lo que prosigue será necesario el trabajo conjunto por parte de cada uno de los apartados previamente comentados de cara a conseguir una optimización real de la balanza como instrumento de precisión para el túnel de viento, puesto que cada uno de los elementos de la balanza se encuentran relacionados, debiendo llegar (sobre todo en el caso de la fatiga) a un equilibrio en los parámetros de diseño para con ello establecer condiciones de trabajo eficientes en diversos ensayos.

ANEXOS

ANEXO I: BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. B. Barlow, “Low-Speed Wind Tunnel Testing”, 1999
https://es.wikipedia.org/wiki/T%C3%BAnel_de_viento
- [2] “¿Qué es un túnel de viento? (Windoor, 2019)” <https://www.windoor-realfly.com/es/contents/que-es-un-tunel-de-viento-3>
- [3] CMT – Motores Térmicos, “Manual de Instrucción del túnel de viento subsónico”, UPV, 2010.
- [4] A. Cremades Botella, “Manual para la construcción del sistema de anclaje y posicionamiento automático para la balanza 6A154”, UPV, 2019.
- [5] Interface, Advanced Force Measurements, “Model 6A Series. 6-Axis Load Cells (Fx Fy Fz Mx My Mz) Specifications and Standard Configurations”, InterFace Inc.
- [6] J. M. Sánchez López, “Diseño de una balanza para túnel de viento subsónico”, ETSID, UPV, 2017.
- [7] M. González, J.M. Ezquerro, V. Lapuerta, A. Laveron y J. Rodríguez, “Components of a Wind Tunnel Balance: Design and Calibration”, 2011
<https://www.intechopen.com/books/wind-tunnels-and-experimental-fluid-dynamics-research/components-of-a-wind-tunnel-balance-design-and-calibration>
- [8] I. Angurell, N. Casamitjana, A. Caubet, I. Dinarès, N. Llor, D. Muñoz-Torrero, E. Nicolás, M. L. Pérez-García, M. D. Pujol, G. Rosell, M. Seco y D. Velasco, “Operaciones básicas en el laboratorio de química. Pesada”, Universitat de Barcelona. <http://www.ub.edu/oblq/oblq%20castellano/pesada.html>
- [9] O.C. Zienkiewicz and R. L. Taylor, “The Finite Element Method”, 2013.

ANEXO II: PLIEGO DE CONDICIONES

II.I.- CONDICIONES DE TRABAJO

Las condiciones en las que se realiza el trabajo son un factor a tener en cuenta con el fin de maximizar la productividad del personal y minimizar los riesgos para su salud.

En cuanto al trabajo que corresponde a las tareas de diseño, cálculo numérico, simulación y elaboración de documentos, se debe realizar en un puesto correctamente iluminado. En concreto, esto se realiza en una sala del CMT – Motores Térmicos de la UPV, que consta de iluminación natural gracias a las grandes ventanas laterales y al tragaluz, y también consta de iluminación artificial mediante lámparas situadas en el techo de la sala. Cabe destacar que es necesaria una correcta iluminación del espacio de trabajo para reducir el daño en la vista y el cansancio.

También es necesario un sistema de climatización adecuado para mantener una temperatura estable dentro de la sala. Esta sala cuenta con un sistema de calefacción y aire acondicionado que permite mantener la temperatura en torno a 24 °C.

Para maximizar la productividad es necesaria una jornada laboral que no exceda las horas de trabajo diarias. Por este motivo se establece una jornada laboral de 8:00 a 19:00 con dos descansos, uno de media hora y otro de una hora (normalmente para comer).

Por motivos de seguridad, las conexiones a la red eléctrica poseen las medidas de seguridad necesarias para evitar cualquier accidente. Por otro lado, se dispone también de salidas de emergencia, detectores de humo y alarma de incendios.

II.II.- CONDICIONES DE LOS EQUIPOS INFORMÁTICOS

Para la realización del proyecto se ha empleado un ordenador portátil ASUS F541U con un procesador Intel® Core™ i5 de séptima generación con CPU de hasta 3.1 GHz y una memoria RAM de 8 GB. Este ordenador cuenta con un sistema operativo Windows 10 de 64 bits.

Por otro lado, se encuentran los programas que se han utilizado para realizar este trabajo (cabe destacar que se emplean licencias de la UPV, CMT o Software Libre) y que se resumen en la Tabla 15:

Programas	Actividades en las que se usa
ANSYS Workbench ®	Simulaciones de elementos finitos y tratado de soluciones
Autodesk Fusion 360 ™	Diseño de componentes de la balanza y realización de planos
Microsoft Word ™	Redacción de documentos
Microsoft PowerPoint ™	Elaboración de la presentación
Microsoft Excel ™	Elaboración del presupuesto

Tabla 15. Programas utilizados en el Proyecto.

ANEXO III: PRESUPUESTO

En esta sección se muestra el presupuesto desglosado de las distintas actividades realizadas en el proyecto. Las actividades aparecen separadas por los distintos métodos desarrollados.

III.I.- DISEÑO DEL SISTEMA DE ANCLAJE Y POSICIONAMIENTO DE LA BALANZA DE 6 EJES

III.I.I.- DISEÑO DEL SISTEMA

Diseño de la balanza			
Concepto	Horas	Coste unitario (€/h)	Coste (€)
Alumno de grado realizando TFG	90	0	0
Consumo energético de los equipos	90	0.053	4.77
TOTAL			4.77

Tabla 16. Presupuesto del diseño de la balanza.

III.I.II.- MATERIAL DE LA BALANZA

Material de la balanza			
Concepto	Uds	Coste unitario (€/ud.)	Coste (€)
Motor Nema 23	1	47.80	47.80
Motor Nema 17	1	17.90	17.90
Flexible Coupler 6.35 X 8 MM	1	4.90	4.90
Flexible Coupler 5X5 MM	1	4.90	4.90

Varilla de acero inoxidable 8mm/200mm	2	4.10	8.20
Metro varilla barra lisa acero inoxidable 5mm (3 uds)	1	5.85	5.85
Rodamiento, Tipo bola, 608-ZZ	8	1.55	12.40
Rodamiento MR85 ZZ	2	1.57	3.14
Collar de eje, RS PRO	2	2.83	5.66
DC1C-A1AA interruptor final de carrera Cherry	3	4.21	12.63
Tornillo con hexágono interior, M6x25	14	0.09	1.26
Tornillo con hexágono interior, M6x20	34	0.08	2.72
Tornillo con hexágono interior, M4x12	84	0.05	4.20
Tornillo con hexágono interior, M4x8	156	0.05	4.20
Tornillo con hexágono interior, M5x20	8	0.08	0.64
Tornillo con hexágono interior, M3x20	2	0.08	0.16
Tornillo con hexágono interior, M3x10	12	0.06	0.72
Tuerca Hu, M6	48	0.02	0.96
Tuerca Hu, M5	8	0.01	0.08
Tuerca Hu, M4	118	0.01	1.18
Tuerca Hu, M3	14	0.01	0.14
Arandelas, M6	48	0.02	0.96
Arandelas, M5	8	0.02	0.16
Arandelas, M4	118	0.01	1.18
Arandelas, M3	14	0.01	0.14
Placa metacrilato blanco opal de 5mm de grosor	5	9.42	47.10
Listones madera de pino, 250x8x6 mm	2	0.29	0.58

Rollo Z-PCABS	1	69.00	69.00
Perfil fasten 25x25 ranura de 6 (longitud 320mm)	8	3.18	25.44
Perfil fasten 25x25 ranura de 6 (longitud 320mm)	6	3.86	23.16
Tuerca de cabeza de martillo, perfil 25 M4	196	0.53	103.88
Escuadra fasten 20x20x17	82	0.62	54.56
		TOTAL	465.68

Tabla 17. Presupuesto del material para el sistema de anclaje y posicionamiento de la balanza.

III.II.- DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL FUSIBLE

III.II.I.- DISEÑO DEL FUSIBLE Y CÁLCULO ESTRUCTURAL

Diseño del fusible			
Concepto	Horas	Coste unitario (€/h)	Coste (€)
Alumno de grado realizando TFG	120	0	0
Consumo energético de los equipos	120	0.053	6.36
Licencia de Software	120	0.70	84
		TOTAL	90.36

Tabla 18. Presupuesto del diseño del fusible y el cálculo estructural.

III.II.II.- FABRICACIÓN DEL FUSIBLE

Se incluye como parte del presupuesto la fabricación del fusible porque es el siguiente paso a la realización de este trabajo, aunque por motivos de disponibilidad del material y del torno no se ha podido fabricar.

Fabricación del fusible			
Concepto	Horas	Coste unitario (€/h)	Coste (€)
Tornero	1.5	12	18
Consumo energético de los equipos	1.5	3.5	5.25
TOTAL			23.25

Tabla 19. Presupuesto de la fabricación del fusible.

Material del fusible			
Concepto	Uds	Coste unitario (€/ud.)	Coste (€)
Tubo 'PVC Unplasticized'	1	3.95	3.95
TOTAL			3.95

Tabla 20. Presupuesto del material para la fabricación del fusible.

III.III.- ELABORACIÓN DE DOCUMENTOS

Elaboración de documentos			
Concepto	Horas	Coste unitario (€/h)	Coste (€)
Alumno de grado realizando TFG	80	0	0
Consumo energético de los equipos	80	0.053	4.24
Trabajo Tutores	12	12	144
TOTAL			148.24

Tabla 21. Presupuesto de la elaboración de documentos.

III.IV.- PRESUPUESTO GLOBAL

Presupuesto global	
Concepto	Coste (€)
Balanza: Diseño	4.77
Balanza: Material	465.68
Fusible: Diseño	90.36
Fusible: Fabricación	26.25
Fusible: Material	3.95
Documentos: Elaboración	148.24
TOTAL	739.25
Costes administrativos	20%
TOTAL	887.1
Costes IVA	21%
TOTAL	1073.39

Tabla 22. Presupuesto global del proyecto.

En la Tabla 22 se han asumido como costes administrativos todos los costes de la UPV y del CMT que no están directamente contemplados en los presupuestos de las distintas partes. Entre estos costes destacan los costes de limpieza, los de gestión administrativa, el mantenimiento de las instalaciones, la iluminación, la climatización, el coste de las licencias suministradas por la UPV, etc.

El coste total del proyecto asciende a # mil setenta y tres euros con treinta y nueve céntimos de euro #.

ANEXO IV: PLANOS

IV.I.- SOLUCIÓN INICIAL

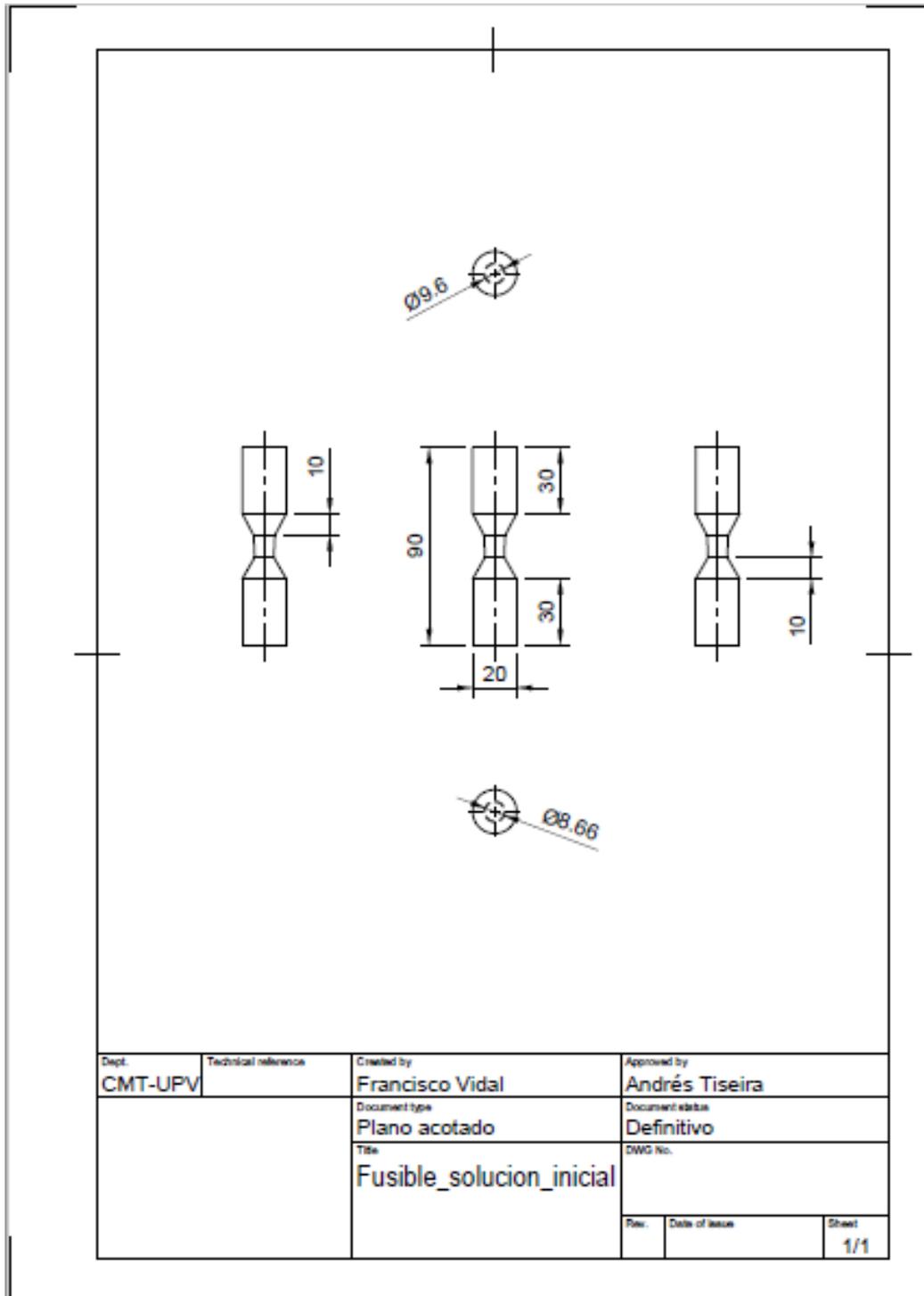


Figura 56. Planos de la Solución Inicial.

IV.II.- SOLUCIÓN OPTIMIZADA

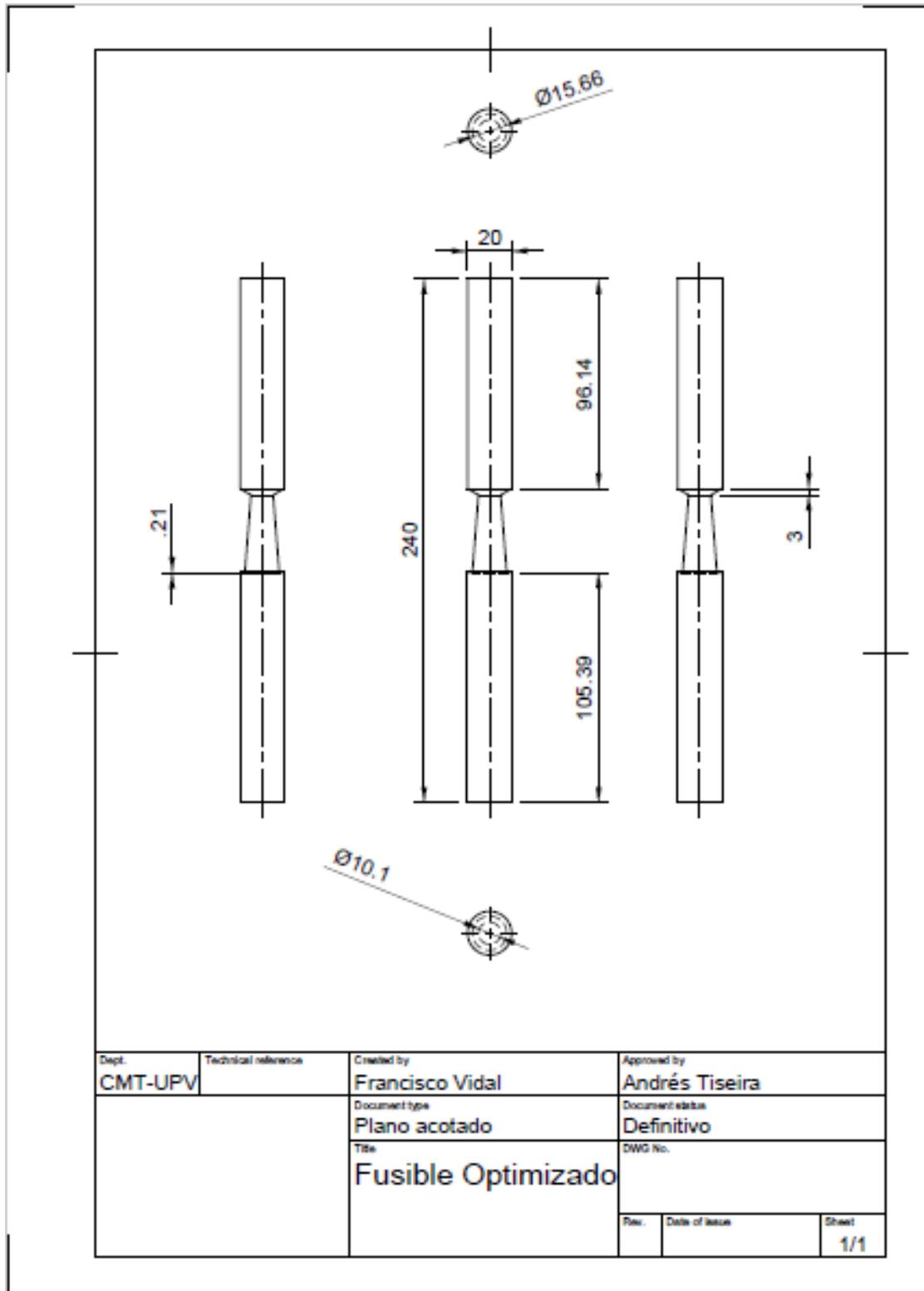
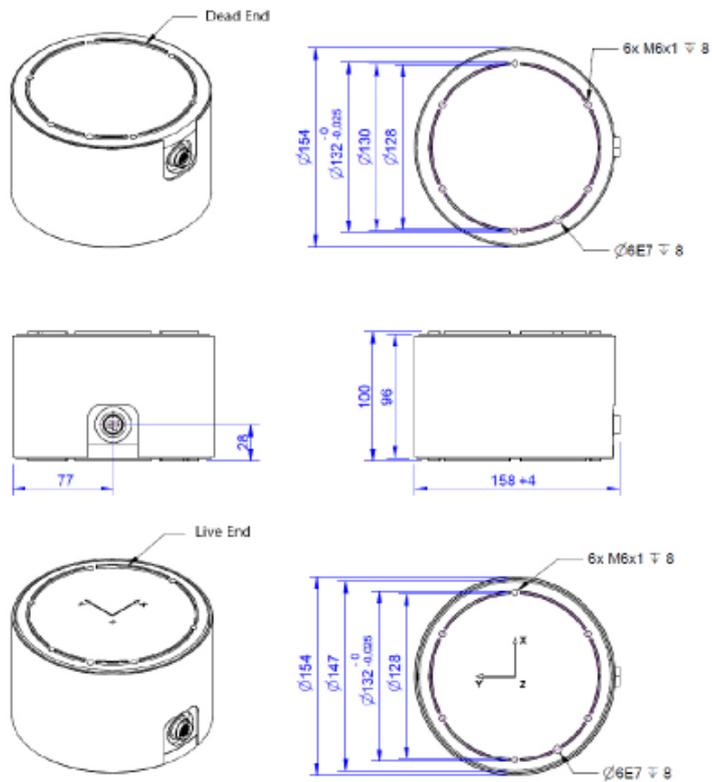


Figura 57. Planos de la Solución Optimizada.

IV.III.- FICHA TÉCNICA BALANZA

Standard Configuration

5 Meter Dual Cable with M16 24-Pin Connector & Mate



Dimensions in mm
Mechanical views are 1st-angle

Figura 58. Ficha técnica de la balanza.